

Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der
Universität Rostock

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Dirk Simon

eingereicht am: **14.07.2010**

mündliche Prüfung am: 16.03.2011

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. C. Woernle
- Universität Rostock
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann
- Universität Rostock
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Lang
- Duale Hochschule Baden-Württemberg

Versicherung über die selbstständige Abfassung der Arbeit

Hiermit versichere ich, die vorgelegte Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen, als die in der Arbeit angegebenen Hilfsmittel, verwendet zu haben.

Sindelfingen, Juli 2010

Dirk Simon

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand im Bereich EP/SAF Fahrdynamik - *Versuch und Analyse* - bei der Daimler AG.

Angeregt wurde die Arbeit von Herrn Dipl.-Ing. (FH) Wolfgang Schindler, dem damaligen Ansprechpartner für den Bereich objektive längsdynamische Fahrzeugbeurteilung bei der Daimler AG. Von ihm habe ich vielseitige Unterstützung sowie wertvolle Anregungen bekommen. Durch seine engagierte Betreuung hat er einen wesentlichen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Ich danke Herrn Dipl.-Ing. (FH) Wolfgang Schindler für seine vorbildliche Betreuung und aktive Unterstützung.

Zudem danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing Christoph Woernle von der Universität Rostock, der mir die Möglichkeit zu einer praxisorientierten Promotion gab und diese von Seiten der Universität sehr gut betreute.

Weiterhin möchte ich ausnahmslos den Mitarbeitern der Abteilung EP/SAF und EP/SAK für ihre Hilfsbereitschaft und stets sehr gute Zusammenarbeit danken. Besonderer Dank gilt meinem Kollegen Herrn Dipl.-Ing. (BA) Markus Nonnenmacher, der trotz seiner knappen Zeit für alle Fragen offen war und in zahlreichen Diskussionen wichtige Anregungen aufzeigte.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinem privaten Umfeld. Insbesondere danke ich meiner Freundin für die langjährige Unterstützung, ihre Geduld und akribische Durchsicht der Arbeit.

I Inhaltsverzeichnis	I
II Formelverzeichnis	III
III Abkürzungsverzeichnis	VII
IV Begriffserklärung	IX
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	2
1.2 Aufgabenstellung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Stand der Technik	5
2.1 Theoretische Betrachtung des Anfahrverhaltens	5
2.1.1 Berechnungsgrundlagen für den Beschleunigungsvorgang	7
2.1.2 Einfluss des dynamischen Ansprechverhaltens des Motors	11
2.1.3 Einfluss der Volllastkennlinie des Motors	13
2.1.4 Einfluss der Fahrzeugmasse und der Triebstrangübersetzung	14
2.1.5 Einfluss der Traktionsgrenze	15
2.1.6 Einfluss der Anfahrerelemente	17
2.2 Subjektive Beurteilung des Anfahrverhaltens	24
2.3 Objektive Beurteilung des Anfahrverhaltens	26
3 Versuchsbeschreibung	33
3.1 Untersuchungskriterien	33
3.2 Versuchsfahrzeuge	37
3.2.1 Versuchsfahrzeug A	37
3.2.2 Versuchsfahrzeug B	38
3.2.3 Versuchsfahrzeug C	40
3.3 Versuchsstrecke	42
3.4 Versuchsteilnehmer	43
3.5 Bewertungssysteme	44
3.6 Messgrößen	45
3.7 Objektivierungsmethoden	46
3.8 Gesamtüberblick	51
4 Untersuchungskriterien für das Teillastanfahren	53
4.1 Teillastanfahren über das Fahrpedal	53
4.1.1 Versuchsbeschreibung	54
4.1.2 Auswertung der „sportlichen“ Teillastanfahrvorgänge	55

4.1.3 Auswertung der „vorsichtigen“ Teillastanfahrvorgänge.....	62
4.1.4 Gesamtergebnis	70
4.2 Teillastanfahren über das Fahr- und Kupplungspedal	71
4.2.1 Versuchsbeschreibung	72
4.2.2 Auswertung der Kupplungspedalkraftverläufe	73
4.2.3 Auswertung der „sportlichen“ Teillastanfahrvorgänge	79
4.2.4 Auswertung der „vorsichtigen“ Teillastanfahrvorgänge.....	93
4.2.5 Gesamtergebnis	101
5 Untersuchungskriterien für das Vollastanfahrverhalten.....	111
5.1 Komfortgrenzen für das Vollastanfahrverhalten	112
5.1.1 Maximaler Beschleunigungsanstieg	112
5.1.2 Beschleunigungseinbruch	114
5.1.3 Ruckeln	116
5.2 Objektivierung des Vollastbeschleunigungsverlaufs	119
5.2.1 Vollastansprechzeit.....	122
5.2.2 Beschleunigungsaufbau	126
5.2.3 Maximalbeschleunigung	130
5.2.4 Beschleunigungsabfall.....	131
5.2.5 Gesamtergebnis	133
5.3 Messverfahren für Schaltgetriebefahrzeuge	135
6 Analysetool für das Anfahrverhalten	141
6.1 Berechnungsgrundlagen	143
6.2 Modellierung von Fahrzeugkomponenten	145
6.2.1 Modellierung des Kupplungssystems	145
6.2.2 Modellierung der Triebstrangdynamik	146
6.2.3 Modellierung der Motordynamik für Vollastanfahrvorgänge.....	147
6.2.4 Modellierung eines Trilok-Wandlers	151
6.3 Analysemethoden	153
7 Zusammenfassung.....	157
7.1 Ausblick.....	160
8 Literaturverzeichnis	163

II Formelverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	m/s^2	Beschleunigung
a	-	Abweichung
a	-	Beschreibungskriterium
$a_{h,\max}$	m/s^2	maximale Beschleunigung bei Hinterradantrieb
$a_{v,\max}$	m/s^2	maximale Beschleunigung bei Vorderradantrieb
a_{\max}	m/s^2	maximale Beschleunigung
A	m^2	Stirnfläche des Fahrzeugs
$\text{Anspr.}_{\text{mittl.}}$	s	mittlere Ansprechzeit
$b_0 \dots b_n$	-	Regressionskoeffizienten
BN	-	Bewertungsnote
c	N/m	Federsteifigkeit
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
D	m	Kreislauf-Durchmesser
DG	$\text{m/s}^2/\circ$	Dosierbarkeitsgradient
e_m	-	Drehmassenzuschlagsfaktor
f	-	Rollwiderstandsbeiwert
f_R	Hz	Ruckelfrequenz
F_A	N	Anpresskraft
F_B	N	Beschleunigungswiderstand
F_{krit}	-	kritischer Wert der F-Verteilung
F_L	N	Luftwiderstand
F_{Ro}	N	Rollwiderstand
F_{St}	N	Steigungswiderstand
FW	$^\circ$	Fußwinkel
$F_{x,\max}$	N	maximale Zugkraft

$F(x)$	-	hypothetische Funktion
$\bar{F}(x)$	-	Näherungsfunktion
F_x	N	Umfangskraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
G	N	Fahrzeuggewichtskraft
$G_v / h, dyn$	N	dynamische Achslast (vorne/hinten)
$G_v / h, stat$	N	statische Achslast (vorne/hinten)
$\Delta G_v / h, dyn$	N	dynamischer Achslastanteil (vorne/hinten)
h_s	m	Schwerpunktshöhe
LW_{FP}	°	Fahrpedalleerweg
LW_{Kupp}	mm	Kupplungspedalleerweg
i_{G1}	-	Getriebeübersetzung im 1. Gang
i_A	-	Achsübersetzung
i_G	-	Getriebeübersetzung
J_R	$kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmoment des Triebstrangs
J_M	$kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmoment der sich drehenden Motorteile
$J_{T,red}$	$kg \cdot m^2$	Ersatzmassenträgheitsmoment des Triebstrangs
KG	$m/s^2/cm$	Kupplungsgradient
l	m	Achsabstand
l_h	m	Abstand Schwerpunkt - Hinterachse
l_v	m	Abstand Schwerpunkt - Vorderachse
m	kg	Fahrzeugmasse
M_A	Nm	Antriebsmoment
M_K	Nm	Kupplungsmoment
M_M	Nm	Motormoment
$M_{M,max}$	Nm	maximales Motormoment

II Formelverzeichnis

M_P	Nm	Pumpenmoment
M_T	Nm	Turbinenmoment
n	-	Anzahl
n	-	Stichprobenumfang
n	-	Anzahl der fühlbaren Schwingungen
n_A	1/min	Drehzahl der Antriebsräder
n_B	-	Anzahl der Beobachtungen
n_K	1/min	Kupplungsdrehzahl
n_M	1/min	Motordrehzahl
n_P	-	Anzahl der unabhängigen Variablen
P_M	kW	Motorleistung
PF	-	Prüfgröße
r^*	-	Testgröße
r_{dyn}	m	dynamischer Radhalbmesser
r_m	m	mittlerer Reibradius
R^2	-	Bestimmtheitsmaß
R_{korr}^2	-	korrigiertes Bestimmtheitsmaß
$Ruck_{mittl.}$	m/s ³	mittlerer Ruck
s	-	Standardabweichung
t	s	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit
v_{res}	m/s	resultierende Anströmgeschwindigkeit
x^*	-	zu untersuchender Wert
\bar{x}	-	arithmetischer Mittelwert
$\hat{\ddot{x}}_{1-2}$	m/s ²	1. – Spitze – Spitze – Wert
$\hat{\ddot{x}}_{LWS}$	m/s ²	Beschleunigungsspitze des Lastwechselschlags
\ddot{x}_{FS}	m/s ²	Fühlschwelle
z	-	Anzahl der Reibpaarungen
Z	N	Zugkraft

β	$^{\circ}$	Steigungswinkel
Δa	m/s^2	Beschleunigungsdifferenz
Δa_{rel}	-	relative Beschleunigungsdifferenz
ρ	kg/m^3	Dichte eines Mediums
η_T	-	Triebstrangwirkungsgrad
μ	-	Drehmomentenwandlung
μ_G	-	Gleitreibungskoeffizient
μ_{max}	-	maximaler Kraftschlussbeiwert
υ	-	Drehzahlverhältnis
λ	-	Leistungsziffer
τ	-	Prüfgröße
ω_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit zum Startzeitpunkt
ω_P	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Pumpenrads
ω_T	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Turbinenrads
ω_M	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Motors
ω_R	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Rads
$\dot{\omega}_M$	rad/s^2	Winkelbeschleunigung des Motors
$\dot{\omega}_R$	rad/s^2	Winkelbeschleunigung des Rads
φ	$^{\circ}$	Verdrehwinkel

III Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
a-längs	Längsbeschleunigung
ASR	Antriebsschlupfregelung
ATL	Abgasturbolader
bzw.	beziehungsweise
Beschl.	Beschleunigung
ca.	circa
CAN	Controller Area Network
dyn.	dynamisch
Diss.	Dissertation
evtl.	eventuell
FP	Fahrpedal
FS	Fühlschwelle
FSU	Frequenz-Spannungsumwandler
Fzg.	Fahrzeug
G+K	Gas und Kupplung
HA	Hinterachse
Kupp.	Kupplung
LWS	Lastwechselschlag
max.	maximal
min.	minimal
mittl.	mittlere
MB	Mercedes-Benz
norm.	normiert
rel.	relativ
stat.	stationär
S.	Seite
SAP 2000	Standardsystem der Produktfamilie Autopilot SAP 2000
VA	Vorderachse
Vgl.	Vergleich

IV Begriffserklärung

Anfahrfragilität: Mit dem Begriff Anfahrfragilität wird im Rahmen dieser Arbeit der Fahrleistungseindruck eines Fahrzeugs aufgezeigt. Diesbezüglich soll vor allem das subjektive Anfahrverhalten im Hinblick auf einen „trägen“, „neutralen“ oder „sportlichen“ Fahrzeugeindruck klassifiziert werden.

Anfahrdosierbarkeit: Der Begriff beschreibt die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs im Bezug auf alle vom Fahrer durchführbaren Bedienmöglichkeiten bei einem Anfahrvorgang. Da diesbezüglich für das Teillastanfahren keine Differenzierung zwischen der subjektiven Komfortbeurteilung und der Dosierbarkeitsbewertung für Fahrzeugreaktionen erfolgen kann, werden beide Kategorien für diesen Bereich unter dem Thema Dosierbarkeit zusammengefasst.

Anfahrkomfort: Der Begriff Anfahrkomfort beschreibt alle Aspekte bezüglich der Bequemlichkeit beziehungsweise der Annehmlichkeit¹ des Fahrverhaltens. Im Rahmen dieser Arbeit werden hierfür vor allem die Kräfte und Wege für die Bedienelemente sowie extreme Fahrzeugreaktionen bei einem Volllastanfahrvorgang zusammengefasst.

Ansprechzeit: Der Begriff Ansprechzeit beschreibt die Zeitspanne zwischen einer sprunghaften Fahrpedalzustellung und der ersten spürbaren Beschleunigungsreaktion des Fahrzeugs. Im Teillastbereich wird diese durch das Erreichen einer Beschleunigung von 15 % des jeweiligen Maximalwerts definiert.

Beschleunigungsaufbau: Der Beschleunigungsaufbau dient als Beschreibungsgröße für den Beschleunigungsverlauf und charakterisiert den Bereich zwischen dem Beschleunigungsbeginn und dem Erreichen des Maximalwerts. Im Teillastbereich erfolgt hierfür eine sprunghafte Fahrpedalzustellung auf einen bestimmten Fußwinkel und anhand der dabei aufgezeichneten Fahrzeugreaktion wird anschließend eine Regressionsgerade in einem Bereich zwischen 15% und 85% der maximalen Beschleunigung berechnet. Der Anstieg der linearen Regressionsfunktion entspricht dabei dem Wert des Beschleunigungsaufbaus. Für den Volllastanfahrvorgang gibt es bislang keine explizite Definition bezüglich des Beschleunigungsaufbaus.

Dosierbarkeitsgradient: Der Dosierbarkeitsgradient dient als Beschreibungsgröße für das Teillastanfahrverhalten und wird aus der Regressionsgeraden für die jeweiligen Maximalbeschleunigungen in Abhängigkeit vom Zustellungsfußwinkel des Fahrpedals für den Bereich zwischen $0,5 \text{ m/s}^2$ und $2,5 \text{ m/s}^2$ berechnet. Der

¹ Vgl. Brockhaus (2005).

Dosierbarkeitsgradient zeigt auf, welche durchschnittliche Beschleunigungszunahme durch die Fahrpedalzustellung hervorgerufen wird.

Fahrleistungseindruck: Der Begriff Fahrleistungseindruck beschreibt die Sportlichkeit eines Fahrzeugs bezogen auf das Erwartungsniveau, welches sich aus der Nennleistungsangabe ergibt. Der Begriff wird in dieser Arbeit synonym mit der Anfahrfragilität verwendet.

Mittlere Ansprechzeit: Der Begriff mittlere Ansprechzeit wird als Beschreibungsgröße für das Teillastanfahrverhalten verwendet und ergibt sich aus den gemittelten Werten der Ansprechzeiten innerhalb einer Maximalbeschleunigung von $0,5 \text{ m/s}^2$ bis $2,5 \text{ m/s}^2$ für einen Anfahrvorgang aus einer rollenden Bewegung

Mittlerer Ruck: Der mittlere Ruck dient als Beschreibungsgröße für das Teillastanfahrverhalten und wird aus einer rollenden Fahrzeugbewegung anhand der gemittelten Kennwerte für den Beschleunigungsaufbau innerhalb einer Maximalbeschleunigung zwischen $0,5 \text{ m/s}^2$ und $2,5 \text{ m/s}^2$ berechnet.

Ruck: Der Begriff Ruck und Beschleunigungsaufbau werden in dieser Arbeit synonym verwendet.

Totzeit: Im Rahmen dieser Arbeit wird mit dem Begriff Totzeit die Zeitspanne beschrieben, um die die Reaktion des Fahrzeugs auf die Fahreraktion zeitlich verspätet gegenüber dem Normalzustand erfolgt.

1 Einleitung

Der Anspruch des Kunden ein individuelles Fahrzeug zu erwerben, das dem aktuellen technologischen Stand entspricht, hat in Verbindung mit einer sich ständig verschärfenden Wettbewerbssituation zu verkürzten Produktlebenszyklen bei einem gleichzeitig aufgefächerten Produktportfolio geführt. Beide Trends bedingen deutlich reduzierte Fahrzeugentwicklungszeiten, die nur mittels ständig verbesserter Entwicklungsabläufe beherrschbar sind. In der Automobilindustrie werden hierfür in regelmäßigen Abständen die spezifischen Eigenschaften eines Fahrzeugs mit Hilfe festgelegter Kriterien ermittelt und anhand vorab definierter Zielvorgaben bewertet. Einige dieser Kriterien, wie zum Beispiel das Gewicht oder der Radstand, können aufgrund ihrer direkten Messbarkeit relativ leicht erfasst werden. Kriterien, die hingegen einen Zusammenhang zum subjektiven Fahreindruck widerspiegeln, sind häufig nur schwer zu definieren. Aus diesem Grund werden diese bislang größtenteils mit Hilfe subjektiver Experteneinschätzungen beurteilt. Hierbei ist der Untersuchungsaufwand relativ gering, stellt jedoch einen sehr hohen Anspruch an die Versuchsperson. So muss diese beispielsweise die Fähigkeit besitzen, auch kleinste Änderungen wahrzunehmen und im Hinblick auf die Kundenrelevanz richtig einzuordnen, was sich erfahrungsgemäß häufig als schwierig erweist. Zudem können persönliche Präferenzen der Versuchsperson zu individuellen Bewertungsergebnissen und damit zu unnötigen Entwicklungsschleifen führen, weshalb in der Praxis auch verstärkt objektive Bewertungsverfahren zum Einsatz kommen.

Die wesentliche Grundlage von objektivierten Bewertungsverfahren bilden geeignete und exakt ausformulierte Entwicklungsziele in Form von Kennwerten. Um mit diesen auch die vom Kunden erlebbaren Fahreigenschaften beschreiben zu können, müssen möglichst genaue Korrelationen zwischen dem subjektiven Eindruck und den messbaren Beschreibungsgrößen hergestellt werden. Hierfür werden normalerweise umfangreiche Probandenversuche durchgeführt, die als Ergebnis den gesuchten Zusammenhang in Form einer mathematischen Gleichung aufzeigen. Mit Hilfe von Messungen und den ermittelten Korrelationsgleichungen ist anschließend eine genaue und vom Anwender unabhängige Fahrzeugbeurteilung durchführbar, was wiederum einen zielgerichteten Entwicklungsprozess ermöglicht. Ein weiterer Vorteil der objektiven Bewertungsverfahren besteht darin, dass die Beurteilung nicht erst am fertigen Produkt sondern bereits in der Konzeptphase erfolgen kann. Somit können frühzeitig erste kundenrelevante Probleme identifiziert und Lösungsansätze aufgezeigt werden.

1.1 Problemstellung

Für eine gute Reproduzierbarkeit objektiver Bewertungsverfahren werden Fahrzeuge anhand von exakt festgelegten Manövern beurteilt. Eine Vielzahl dieser sind bereits firmenübergreifend standardisiert und ihre inhaltliche Spezifikation kann verschiedenen Literaturquellen entnommen werden.² So erfolgt beispielsweise die objektive Beschreibung des Kurvenverhaltens mit Hilfe der resultierenden Seitenkraft. Zu ihrer Bestimmung wird die Geschwindigkeit des Fahrzeugs in einer Kreisfahrt bis zum Erreichen der Haftgrenze gesteigert und die Querschleunigung gemessen. Der sich daraus ergebende Maximalwert sollte für ein gutes Kurvenverhalten möglichst hoch und unabhängig von der Fahrbahnbeschaffenheit sein.³ Ein weiteres Beispiel für ein standardisiertes Fahrmanöver ist die Fahrleistungsbewertung in Form eines 0 auf 100 km/h-Werts. Dabei wird die kürzeste Zeit ermittelt, die ein Fahrzeug zum Beschleunigen aus dem Stand bis 100 km/h benötigt, was unter anderem mit sehr schnellen Schaltungen einhergeht. Außerdem wird der Motor bereits vor dem Beginn der Messung in einem günstigen Drehzahlbereich gehalten und bei Fahrzeugen ohne Kupplungspedal der Triebstrang vor dem eigentlichen Lösen der Bremse vorgespannt.

Wie die aufgeführten Beispiele verdeutlichen, können mit Hilfe der Standardisierung vergleichbare Kenngrößen ermittelt werden. Die Fahrmanöver selbst orientieren sich jedoch fast immer an extremen Fahrsituationen und liefern damit kaum Informationen über das für einen Kunden relevante Fahrverhalten im alltäglichen Fahrbetrieb. So gibt es bis heute für das Anfahrverhalten, welches schon aufgrund seiner Häufigkeit eines der wichtigsten Beurteilungsmanöver für den Fahrer darstellt, nur wenige Objektivierungsansätze. Ein Anfahrvorgang, das heißt eine Beschleunigung aus dem Stand beziehungsweise aus einer Konstantfahrt mit Leerlaufdrehzahl im ersten Gang, ist geprägt durch eine Erhöhung der Vortriebskraft, was eine entsprechende Fahrzeugreaktion zur Folge hat. Diese wird vom Fahrer wahrgenommen und über die multisensorische Summe aller Sinne beurteilt.⁴ Folglich haben auch die Materialanmutung oder die Akustik einen nicht zu unterschätzenden Einfluss auf die Bewertung.⁵ Im Rahmen dieser Arbeit soll jedoch ausschließlich die vestibuläre Wahrnehmung, das heißt der Einfluss der Beschleunigung, unter Vernachlässigung des Sitzes, betrachtet werden. Diesbezüglich ist vor allem die Vielzahl der möglichen Beschleunigungsreaktionen von Relevanz. So kann ein Fahrzeug beispielsweise früh oder spät auf die Fahrpedalzustellung ansprechen, die Beschleunigung kann schnell oder langsam aufgebaut werden und es können sich sowohl hohe als auch niedrige

² Vgl. Braess / Seiffert 2005, S. 575 ff.; Dibbern 1992; Riedel / Arbiger 1997; Neukum 2002.

³ Vgl. Heißing / Ersoy 2007, S. 142 ff.

⁴ Vgl. Mather 2002.

⁵ Vgl. Albrecht 2005, S.4 ff.

Maximalwerte einstellen. Der sich insgesamt ergebende subjektive Anfahrereindruck setzt sich vor allem aus der Kombination der einzelnen Verlaufskriterien zusammen, was bei der Objektivierung des Anfahrens mit Hilfe von geeigneten Beschreibungsmerkmalen und deren Gewichtungen beachtet werden muss. Aufgrund der daraus resultierenden Komplexität ergibt sich jedoch ein umfangreicher Untersuchungsaufwand. Deshalb wurden in der Praxis auch bislang nur ausgewählte Kriterien, wie zum Beispiel das Ruckeln, für die Bewertung eines Anfahrvorgangs objektiviert.

1.2 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Methode für die Objektivierung des Anfahrverhaltens entwickelt werden, die eine umfassende und an einem Normalfahrer orientierte Bewertung ermöglicht. Als erstes Ziel der Arbeit sollen hierfür vor allem die Merkmale eines komfortablen sowie gut dosierbaren Anfahrvorgangs ermittelt und deren Wirkung auf den Agilitätseindruck aufgezeigt werden. Prägend für diesen sind neben der erreichten Beschleunigung vor allem der Beschleunigungsaufbau und das Ansprechverhalten des Fahrzeugs. Deshalb soll insbesondere der Einfluss dieser Kriterien genauer untersucht werden.

Ein zweites Ziel ist es, anhand geeigneter Kennwerte alle relevanten Untersuchungsmerkmale quantitativ zu beschreiben. In diesem Zusammenhang sind Messverfahren zu entwickeln, die eine ausreichend genaue und möglichst effiziente Bewertung erlauben. Die Verfahren sollen dabei sowohl auf Automatik- als auch auf Schaltgetriebefahrzeuge anwendbar sein sowie eine Übertragbarkeit auf Fremdfahrzeuge gewährleisten.

Durch das gleichzeitige Betätigen von Fahr- und Kupplungspedal können Anfahrvorgänge bei Schaltgetriebefahrzeugen stark variieren. Um den Messaufwand am Entwicklungsfahrzeug so gering wie möglich zu halten, besteht ein drittes Ziel der Arbeit darin, ein Simulationsmodell für die Bewertung eines Anfahrvorgangs mit Kupplung zu erstellen. Als Grundlage hierfür dienen die vom zu untersuchenden Fahrzeug beziehungsweise die vom jeweiligen Antriebsstrang bekannten physikalischen Gegebenheiten sowie einfach zu bestimmende Parameter, wie zum Beispiel die Getriebeübersetzung oder das Fahrzeuggewicht. Das Simulationsmodell soll dann mittels Kennlinien- und Parameteridentifikation an die Messergebnisse angepasst und anhand zusätzlicher Messungen validiert werden, um damit Aussagen über das Fahrverhalten zu ermöglichen. Zudem soll es ausreichend komplex sein, sodass auch die Simulation nicht vermessener Anfahrvarianten oder einfacher Sensitivitätsanalysen realisierbar sind.

1.3 Aufbau der Arbeit

Im Anschluss an die Einleitung werden im Kapitel 2 die für das Anfahrverhalten relevanten Fahrzeugkomponenten beschrieben sowie ihre physikalischen Gegebenheiten aufgezeigt. Außerdem erfolgt eine Vorstellung bereits existierender Methoden für die Bewertung eines Anfahrvorgangs. Hierbei wird sowohl auf objektive als auch auf subjektive Verfahren eingegangen.

Um das Anfahrverhalten objektiv bewerten zu können, müssen Zusammenhänge zwischen dem subjektiven Eindruck und den charakteristischen Beschreibungsmerkmalen hergestellt werden. Eine Vorstellung der dazu durchgeführten Probandenversuche erfolgt im Kapitel 3. Darin werden vor allem die Untersuchungsziele, der grundlegende Ablauf, die verwendeten Bewertungsmethoden und die aufgebauten Versuchsfahrzeuge beschrieben.

Kapitel 4 beschäftigt sich mit der Auswertung der Probandenversuche für das Teillastanfahrverhalten, wobei die konzeptbedingten unterschiedlichen Eigenschaften von Fahrzeugen beachtet werden. So wird das Anfahrverhalten bei Automatikgetriebefahrzeugen ausschließlich über das Fahrpedal gesteuert. Bei Schaltgetriebefahrzeugen können hingegen sowohl das Fahr- als auch das Kupplungspedal zum Einsatz kommen. Um diesbezüglich die genauen Abhängigkeiten zu den Fahrzeugreaktionen aufzuzeigen, wird bei der Auswertung eine Unterscheidung zwischen den verschiedenen Bedienelementen vorgenommen.

Im Kapitel 5 erfolgt eine Analyse des Vollastanfahrverhaltens, wobei die Vorgehensweise dem Procedere des vierten Kapitels entspricht. Da bei diesem Manöver ausschließlich eine Objektivierung der Fahrzeugreaktion auf eine Vollastfahrpedalzustellung durchgeführt wird, liegt der Schwerpunkt in der Auswertung möglicher Beschleunigungsverläufe. Des Weiteren werden auch Untersuchungsergebnisse zu den Pedalzustellungen beim Vollastanfahren mit Kupplung vorgestellt.

Im Kapitel 6 wird abschließend ein Simulationsmodell vorgestellt, welches eine noch detaillierte Bewertung des Anfahrverhaltens ermöglicht. Um das Modell an unterschiedliche Fahrzeuge anpassen zu können, ist neben der Eingabe mehrerer Fahrzeuggrößen auch eine automatisierte Identifikation von relevanten Parametern vorgesehen. Die dafür erforderlichen Messumfänge sowie die hinterlegten Auswertungsalgorithmen sind ebenfalls Gegenstand des Kapitels. Außerdem werden auch die nach der Fahrzeugidentifikation zur Verfügung stehenden Analysemöglichkeiten vorgestellt.

Kapitel 7 beinhaltet eine Zusammenfassung und einen kurzen Ausblick.

2 Stand der Technik

Der für den subjektiven Anfahrereindruck relevante Beschleunigungsverlauf wird von einer Vielzahl von Fahrzeugkomponenten und deren grundlegenden Eigenschaften beeinflusst. Für ein besseres Verständnis werden in diesem Kapitel deshalb zuerst die physikalischen Gegebenheiten aufgezeigt, wobei zwischen den verschiedenen Einflussgrößen unterschieden wird. Im Anschluss erfolgt dann eine Vorstellung bereits existierender Bewertungsmethoden zum Thema Anfahrverhalten. Hierbei wird sowohl auf subjektive als auch objektive Verfahren eingegangen.

2.1 Theoretische Betrachtung des Anfahrverhaltens

Für einen Anfahrvorgang müssen Kräfte aufgebracht werden, die den vorhandenen Fahrwiderständen entgegenwirken. Dafür wird dem Verbrennungsmotor⁶, je nach Fahrpedalzustellung und in Abhängigkeit vom Betriebszustand, eine bestimmte Kraftstoffmenge zugeführt, welche wiederum das vom Motor abgegebene Drehmoment festlegt. Die Dosierung der eingebrachten Kraftstoffmenge erfolgt über Einspritzventile, die über elektronische Signale angesteuert werden. Das genaue Verhältnis zwischen der Fahrpedalzustellung und der Kraftstoffmenge ist dabei im Motorsteuergerät hinterlegt und wird durch die Motorensoftware geregelt. Heutige Steuergeräte haben eine momentenbasierende Funktionsstruktur, die als Führungsgröße das vom Motor bereitgestellte Drehmoment verwendet.⁷ Die sich daraus ergebenden grundlegenden Zusammenhänge zwischen der Fahrpedalzustellung und dem Motordrehmoment können einem so genannten Drosselklappenkennfeld entnommen werden.⁸ Die Abb. 2.1 verdeutlicht beispielhaft den Aufbau eines solchen Kennfelds.

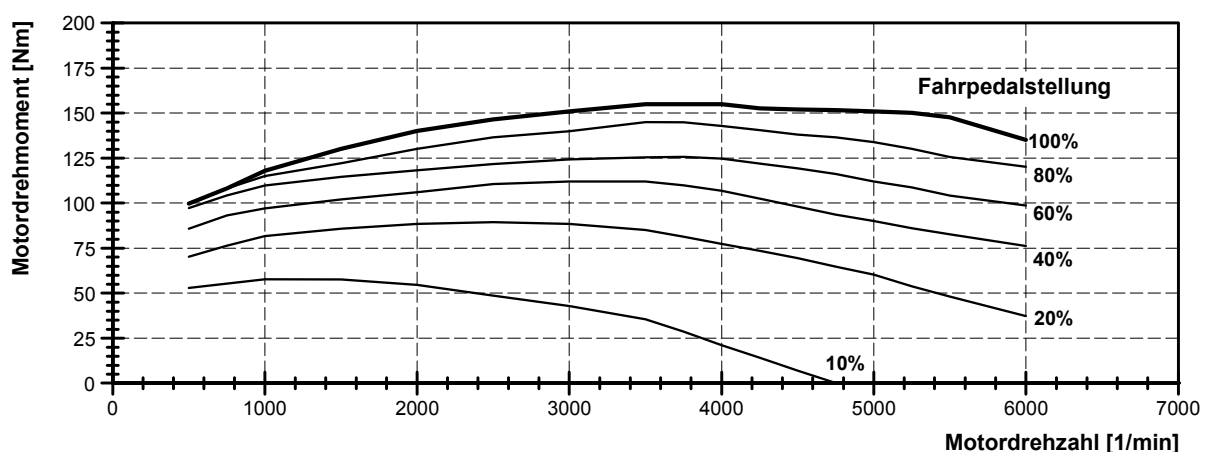


Abb. 2.1: Drosselklappenkennfeld eines Verbrennungsmotors

⁶ In dieser Arbeit werden ausschließlich Verbrennungsmotoren beschrieben, die entweder nach dem Otto- oder dem Dieselmotorverfahren arbeiten.

⁷ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 200 f.

⁸ Vgl. Lechner / Naunheimer (1994), S. 75 f.

Die Verläufe in Abb. 2.1 sind über die Motordrehzahl sowie in Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung aufgetragen und charakterisieren das abgegebene Motormoment. Im Teillastbereich, der durch eine geringere Zustellung als 100 % definiert ist, begrenzen ausschließlich die applizierten Sollvorgaben des Kennfelds das jeweilige Motormoment. Dafür werden die Kennlinien an das angestrebte Fahrverhalten angepasst, womit sich ein von der Motorisierung und dem Antriebsstrang nahezu unabhängiges Anfahrverhalten bei geringen Fahrpedalzustellungen realisieren lässt. Demgegenüber sind auch Auslegungen möglich, bei denen ein Fahrzeug trotz einer geringeren Motorisierung einen insgesamt „sportlicheren“ Anfahrereindruck hinterlassen kann. Während der Teillastbereich somit stark von der Applikation des Kennfelds abhängig ist, zeigt die Linie mit der 100 % Fahrpedalstellung das maximal mögliche Motormoment auf und wird als Volllastkennlinie bezeichnet. Aus der Volllastkennlinie und der dazugehörigen Drehzahl kann anschließend die maximale Motorleistung berechnet werden:

$$P_M = \frac{M_M \cdot n_M}{9550} \quad (2.1)$$

mit: P_M = Motorleistung [kW],
 M_M = Motormoment [Nm],
 n_M = Motordrehzahl [1/min].

Diese stellt häufig die signifikante Vergleichsgröße für unterschiedliche Motoren dar und spiegelt damit unter anderem das Erwartungsniveau an ein Fahrzeug wider. So werden bezüglich des Volllastanfahrverhaltens bei höheren Leistungsangaben auch entsprechend „sportlichere“ Fahrzeugreaktionen gefordert. Wie in der Abb. 2.2 ersichtlich ist, wird die maximale Motorleistung jedoch erst bei einem relativ hohen Drehzahlniveau erreicht.

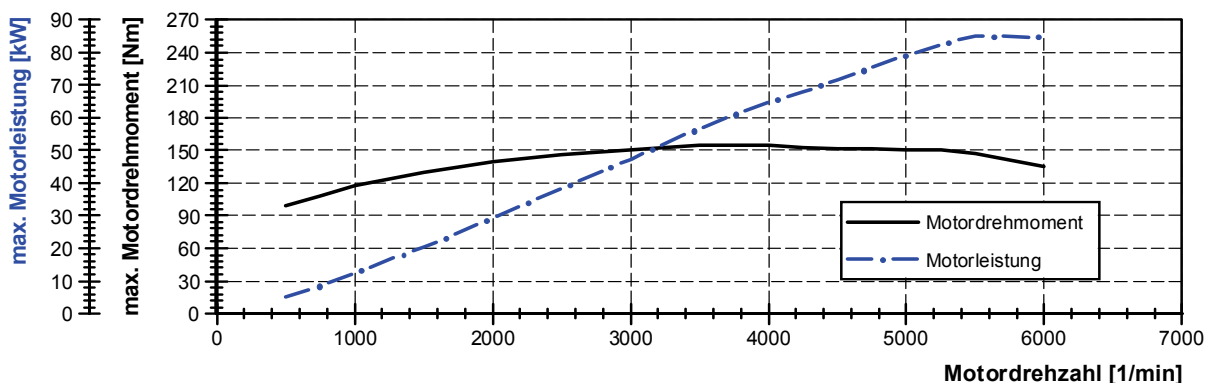


Abb. 2.2: Drehmomenten- und Leistungsverlauf eines Verbrennungsmotors

Da für das Anfahren aber insbesondere das Beschleunigungsverhalten im niedrigen und mittleren Drehzahlbereich von wesentlicher Bedeutung ist, hierfür jedoch bislang kein allgemeingültiger Kennwert zur Verfügung steht und neben dem Motormoment auch weitere Fahrzeuggrößen den subjektiven Anfahrereindruck beeinflussen, kann die

Beurteilung ausschließlich über die vom Fahrer wahrnehmbare Beschleunigung erfolgen.

2.1.1 Berechnungsgrundlagen für den Beschleunigungsvorgang

Um bei einem Anfahrvorgang eine möglichst hohe Beschleunigung realisieren zu können, werden Mechanismen zur Wandlung des Drehmoments in dem Triebstrang integriert. Hierfür kommen sowohl ein Wechsel- als auch ein Achsgetriebe zum Einsatz. Für den stationären Fall lässt sich damit die Zugkraft am Umfang der Antriebsräder wie folgt berechnen:⁹

$$Z = \frac{M_M \cdot i_{G1} \cdot i_A \cdot \eta_T}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.2)$$

Mit: Z = Zugkraft an den Antriebsrädern,
 M_M = Motormoment,
 i_{G1} = Getriebeübersetzung im 1. Gang,
 i_A = Achsübersetzung,
 η_T = Triebstrangwirkungsgrad,
 r_{dyn} = dynamischer Radhalbmesser.

Gemäß der Gleichung steht somit eine fahrzeugspezifische Vortriebskraft zur Verfügung, deren Maximalwert neben dem Motormoment auch von der Gesamtübersetzung des Triebstrangs und dessen Wirkungsgrad abhängig ist. Um daraus das Beschleunigungsvermögen berechnen zu können, müssen jedoch zuerst die Fahrwiderstände beachtet werden. Diese setzen sich bei stationärer Betrachtungsweise aus dem Radwiderstand, dem Luftwiderstand und dem Steigungswiderstand zusammen. Für ein besseres Verständnis sind die Fahrwiderstandskräfte und die für die Berechnung relevanten Größen in der Abb. 2.3 dargestellt.¹⁰

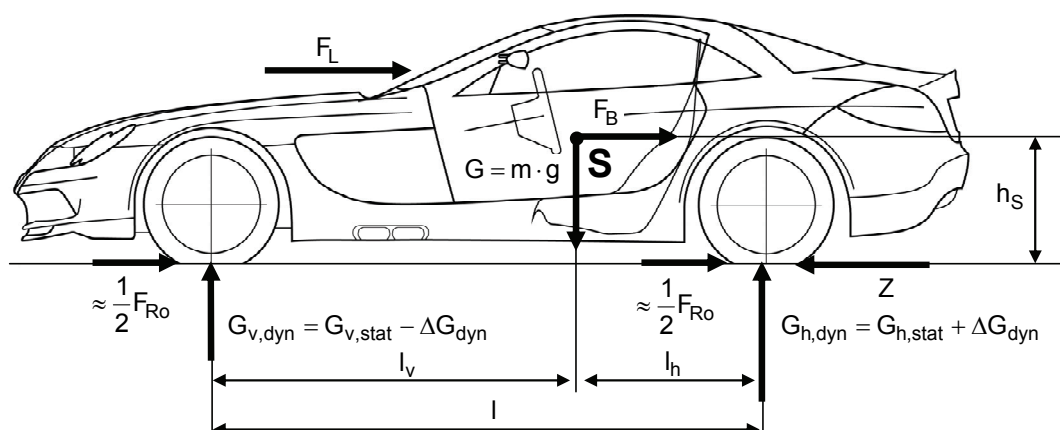


Abb. 2.3: Darstellung der relevanten Kräfte bei einem Beschleunigungsvorgang

⁹ Vgl. Lechner / Naunheimer (1994), S. 80 ff.

¹⁰ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 43.

Der Radwiderstand umfasst alle am Rad angreifenden Fahrwiderstände. Dabei stellt der Rollwiderstand den größten Anteil dar und berechnet sich, unter der Annahme, dass der Rollwiderstandsbeiwert an allen Rädern gleich groß ist, wie folgt:¹¹

$$F_{Ro} = f \cdot G \quad (2.3)$$

mit: F_{Ro} = Rollwiderstand,
 f = Rollwiderstandsbeiwert,
 G = Fahrzeuggewichtskraft.

Der Rollwiderstand entsteht hauptsächlich durch die Formänderungsarbeit der Reifen. Diese ist unter anderem von der Reifenart, der Radlast sowie der Fahrgeschwindigkeit abhängig und wird durch den Rollwiderstandsbeiwert berücksichtigt.¹²

Der Luftwiderstand berechnet sich aus der resultierenden Geschwindigkeit zwischen der umgebenden Luft und dem Fahrzeug, der Stirnfläche, der Luftdichte sowie dem Luftwiderstandsbeiwert:

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{res}^2 \quad (2.4)$$

mit: F_L = Luftwiderstand,
 v_{res} = resultierende Geschwindigkeit,
 A = Stirnfläche,
 ρ = Luftdichte,
 c_w = Luftwiderstandsbeiwert.

Die Strömungsverluste steigen dabei quadratisch mit der Anströmgeschwindigkeit an. Da somit auch erst bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten ein signifikanter Einfluss entsteht, wird der Luftwiderstand bei den nachfolgenden Berechnungen zum Anfahrverhalten vernachlässigt.

Der Steigungswiderstand tritt ausschließlich bei einer geneigten Fahrbahn auf und kann aus dem Steigungswinkel sowie der Fahrzeuggewichtskraft berechnet werden:¹³

$$F_{St} = G \cdot \sin\beta \quad (2.5)$$

mit: F_{St} = Steigungswiderstand,
 β = Steigungswinkel,
 G = Fahrzeuggewichtskraft.

¹¹ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 40.

¹² Vgl. Lechner / Naunheimer (1994), S. 69 ff.

¹³ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 41.

Aus dem Gesamtwiderstand, der sich aus der Summe der Einzelwiderstände zusammensetzt, und der zur Verfügung stehenden Zugkraft kann anschließend die Überschusszugkraft ermittelt werden. Diese bewirkt eine Beschleunigung des Fahrzeugs, welche wiederum Trägheitskräfte entstehen lässt und damit einen weiteren Widerstand hervorruft.¹⁴ Der Beschleunigungswiderstand setzt sich dabei aus einem translatorischen und einem rotatorischen Teil zusammen. Während der translatorische Anteil durch das Fahrzeuggewicht festgelegt ist, kann der rotatorische Anteil für den Fall einer synchronen Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl bei der Berechnung vereinfacht durch einen Drehmassenzuschlagsfaktor berücksichtigt werden.¹⁵

$$F_B = m \cdot a \cdot e_m \quad (2.6)$$

mit: F_B = Beschleunigungswiderstand,
 m = Fahrzeugmasse,
 a = Fahrzeugbeschleunigung,
 e_m = Drehmassenzuschlagsfaktor.

Wird eine vollkommene schlupffreie Kraftübertragung vom Motor zur Straße angenommen, lässt sich damit die Beschleunigung eines Fahrzeugs beim Anfahren in der Ebene im 1. Gang näherungsweise wie folgt berechnen:

$$a = \frac{(M_M(n_M) \cdot i_{G1} \cdot i_A \cdot \eta_T)}{r_{dyn} \cdot m \cdot e_m} - \frac{f \cdot G}{m \cdot e_m} \quad (2.7)$$

mit: a = Beschleunigung,
 $M_M(n_M)$ = drehzahlabhängiges Motormoment,
 i_{G1} = Getriebeübersetzung im 1. Gang,
 i_A = Achsübersetzung,
 η_T = Triebstrangwirkungsgrad,
 f = Rollwiderstandsbeiwert,
 G = Fahrzeuggewichtskraft,
 e_m = Drehmassenzuschlagsfaktor,
 r_{dyn} = dynamischer Radhalbmesser,
 m = Fahrzeugmasse.

Um bei der Ermittlung der Fahrzeugbeschleunigung auch unterschiedliche Drehzahlen zwischen Motor und Getriebeeingang im Triebstrang beachten zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch eine Differenzierung zwischen den verschiedenen Trägheitsmomenten im Antriebstrang durchgeführt. Zur Vereinfachung werden hierfür die Trägheitsmomente aller direkt mit dem Motor verbundenen Bauteile zu einem Ersatzträgheitsmoment des Motors zusammengefasst. Analog wird ein

¹⁴ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 41.

¹⁵ Vgl. Förster (1987), S. 22 f.

zweites Trägheitsmoment für alle Komponenten ab der Getriebeeingangswelle bestimmt und in dem Trägheitsmoment des Rades zusammengefasst. Damit ergibt sich die folgende Gleichung für die Beschleunigung eines Fahrzeugs:

$$a = \frac{(M_M(n_M) - J_M \cdot \frac{d\omega_M}{dt}) \cdot i_{G1} \cdot i_A \cdot \eta_T - J_{Rad} \cdot \frac{d\omega_{Rad}}{dt}}{m \cdot r_{dyn}} - \frac{f \cdot G}{m} \quad (2.8)$$

mit: a = Beschleunigung,
 $M_M(n_M)$ = drehzahlabhängiges Motormoment,
 n_M = Motordrehzahl,
 J_M = Ersatzträgheitsmoment des Motors,
 ω_M = Winkelgeschwindigkeit des Motors,
 i_{G1} = Getriebeübersetzung im 1. Gang,
 i_A = Achsübersetzung,
 η_T = Triebstrangwirkungsgrad,
 J_{Rad} = Ersatzträgheitsmoment ab Getriebeeingang,
 ω_{Rad} = Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder,
 f = Rollwiderstandsbeiwert,
 G = Fahrzeuggewichtskraft,
 r_{dyn} = dynamischer Radhalbmesser,
 m = Fahrzeugmasse.

Die für die Berechnung notwendige Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder kann dabei direkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnen werden. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass bei der Umsetzung der rotatorischen Bewegung der Räder in eine translatorische Fahrzeugbewegung ein Radschlupf entsteht. Dieser ist unter anderem von der Achslast der Antriebsräder, der Zugkraft sowie der Fahrbahnbeschaffenheit abhängig und wird normalerweise mittels einer vorgegebenen Schlupfkurve berücksichtigt. Für die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit des Motors müssen hingegen die möglichen Zustände im Triebstrang beachtet werden. So ist dieser bei eingelegtem Gang und im eingekuppelten Zustand vollständig geschlossen, was eine Berechnung aus der Winkelgeschwindigkeit am Antriebsrad sowie der Gesamtübersetzung ermöglicht. Bei offener oder schleifender Kupplung muss jedoch die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit stets in Abhängigkeit vom übertragenden Kupplungsmoment erfolgen. Hierfür kann folgende Gleichung verwendet werden:

$$\omega_M = \omega_0 + \int \frac{M_M - M_K}{J_M} \cdot dt \quad (2.9)$$

mit: ω_M = Winkelgeschwindigkeit des Motors,
 ω_0 = Winkelgeschwindigkeit des Motors zum Ausgangszeitpunkt,
 M_M = Motormoment,
 M_K = Kupplungsmoment,
 J_M = Massenträgheitsmoment des Motors.

Mit Hilfe der Gleichungen (2.8) und (2.9) kann anschließend der theoretische Beschleunigungsverlauf eines Fahrzeugs bestimmt werden. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass neben den bereits aufgezeigten Einflussgrößen, wie dem Fahrzeuggewicht oder dem Motormoment, auch noch weitere Parameter relevant sind. Da sich diese teilweise nicht in Form von einzelnen Kennwerten darstellen lassen, werden im Folgenden mehrere Beispielrechnungen durchgeführt. Basierend auf den bisherigen Erfahrungen der Daimler AG erfolgt zudem eine Bewertung im Hinblick auf den subjektiven Anfahrereindruck. Hierfür dient der zurückgelegte Weg innerhalb einer Zeitspanne von 4 s als signifikantes Beschreibungsmerkmal.

2.1.2 Einfluss des dynamischen Ansprechverhaltens des Motors

Um den Anfahrvorgang eines Fahrzeugs in Form des Beschleunigungsverlaufs möglichst exakt darstellen zu können, muss zuerst das dynamische Verhalten des Motors beachtet werden. So steht zum Beschleunigungsbeginn das zu der Drehzahl dazugehörige maximale Motormoment nicht spontan zur Verfügung, sondern baut sich zeitlich verzögert zur Fahrpedalzustellung auf. Das dynamische Ansprechverhalten des Motors ist dabei stark von der Motorbauweise und insbesondere von der Aufladungsart abhängig. Die Ermittlung des Ansprechverhaltens erfolgt auf hochdynamischen Prüfständen. Dabei wird, wie aus der Abb. 2.4 ersichtlich, sprunghaft eine Leistung vom Motor angefordert und anhand eines auf den stationären Maximalwert normierten Momentenverlaufs die dazugehörige Antwortfunktion aufgezeigt.¹⁶

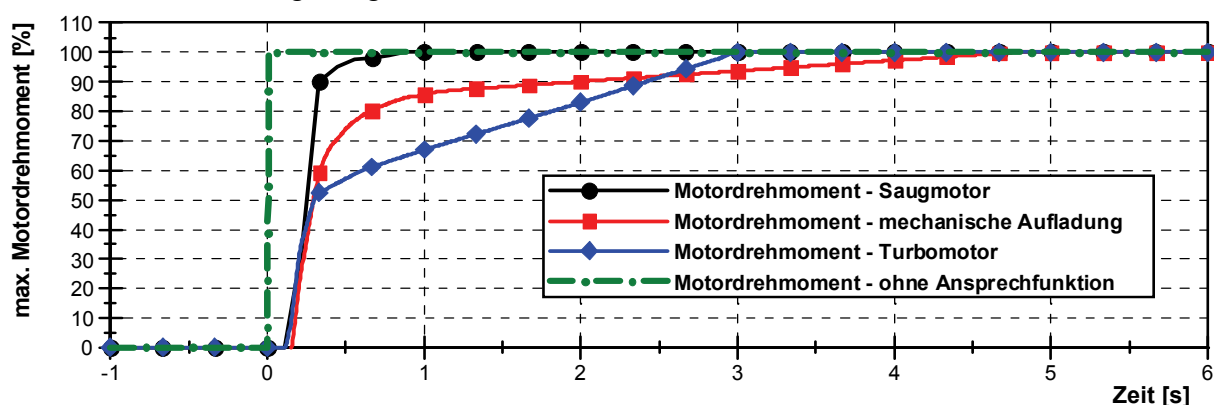


Abb. 2.4: Prinzipielle Darstellung des dynamischen Ansprechverhaltens für verschiedene Motorkonzepte

Ein Saugmotor steuert das Drehmoment ausschließlich über die Drosselklappe beziehungsweise die Einspritzmenge. Somit kann die Leistungsanforderung nach einer gewissen Totzeit nahezu vollständig realisiert werden. Bei abgasturboaufgeladenen Motoren steigt das abgegebene Motormoment meist mit gleicher Spontanität auf einen Wert zwischen 40 % und 70 % des stationären Maximalwerts an.

¹⁶ Vgl. Basshuysen / Schäfer (2007), S. 502 ff.

Anschließend wird der Anstieg deutlich geringer, was auf die notwendige Erhöhung der Turboladerdrehzahl zurückzuführen ist.¹⁷ Aufgrund dieser Tatsache erreicht ein Motor mit einem Abgasturbolader insgesamt deutlich später, in der Abb. 2.4 nach ca. 3 s, sein stationäres Maximalmoment. Im Gegensatz dazu erfolgt die mechanische Aufladung deutlich schneller, da die zum Momentenaufbau notwendige Luftmenge direkt von dem mit dem Motor verbundenen Lader geliefert wird und daher bereits bei geringen Drehzahlen ausreichend zur Verfügung steht. Die sich aufgrund der unterschiedlichen Aufladungsarten ergebenden Beschleunigungsverläufe sind in Abb. 2.5 beispielhaft dargestellt. Den Berechnungen liegen dabei die gleichen Fahrzeug- und Triebstrangparameter sowie eine identische Volllastkennlinie zugrunde.

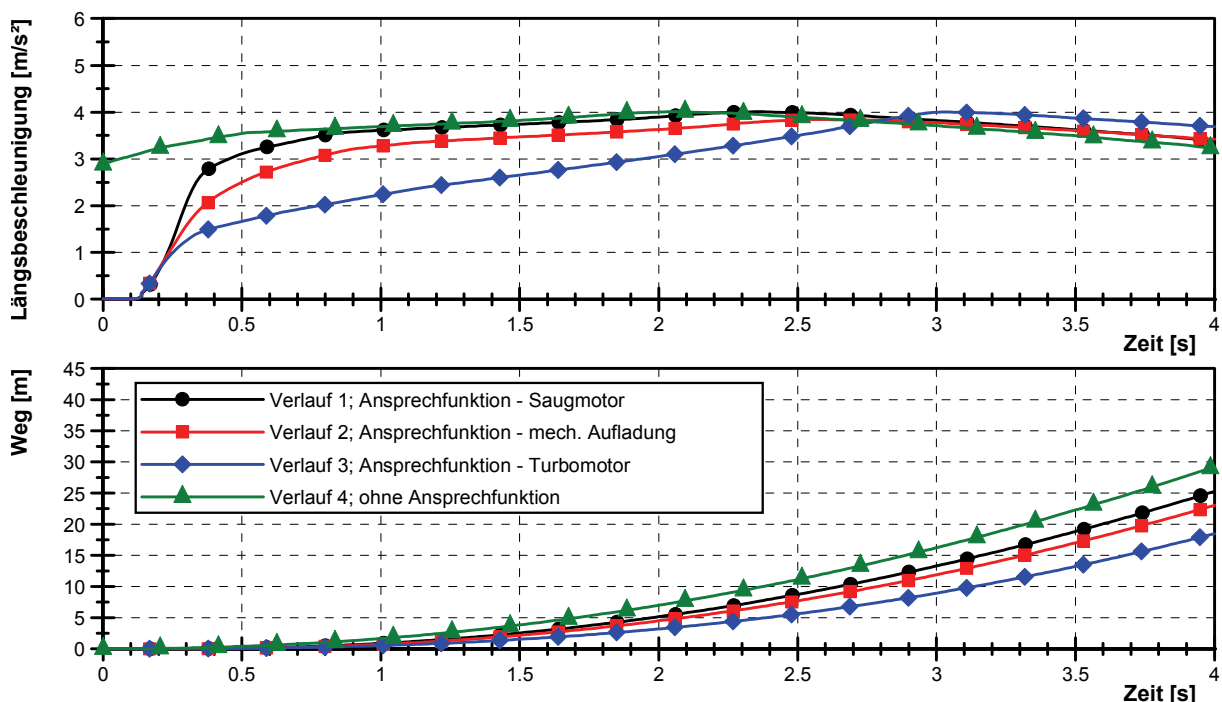


Abb. 2.5: Beispielrechnung für das Anfahrverhalten in Abhängigkeit vom dynamischen Ansprechverhalten der Motorkonzepte

Gemäß Abb. 2.5 werden die gleichen Maximalbeschleunigungen erreicht, jedoch zu unterschiedlichen Zeitpunkten. So weisen besonders turboaufgeladene Motoren einen verzögerten und somit schlechteren Beschleunigungsanstieg auf, sodass bei dem Beispiel bereits nach 4 s ein Wegnachteil von ca. 7 m gegenüber dem dargestellten Verlauf des Saugmotors entsteht. Basierend auf bisherigen Erfahrungen würde das einen deutlich spürbaren Agilitätsnachteil zur Folge haben. Für einen Motor mit Kompressoraufladung und gleicher Volllastkennlinie ergibt sich hingegen nur ein tendenziell schlechterer Agilitätseindruck. Analog kann auch die Auswirkung einer differierenden Totzeit aufgezeigt werden. So würde bei dem abgebildeten Beschleunigungsverlauf für den Saugmotor eine um 0,1 s frühere Fahrzeugreaktion einen Wegvorteil von 1,5 m bewirken, welcher einen spürbaren Unterschied darstellt.

¹⁷ Vgl. Basshuysen / Schäfer (2007), S. 504 f.

2.1.3 Einfluss der Volllastkennlinie des Motors

Neben dem dynamischen Ansprechverhalten hat auch der Momentenverlauf über der Motordrehzahl einen signifikanten Einfluss auf den wahrnehmbaren Beschleunigungsvorgang. Um dieses zu verdeutlichen, sind in der Abb. 2.6 drei typische drehzahlabhängige Volllastkennlinien dargestellt.

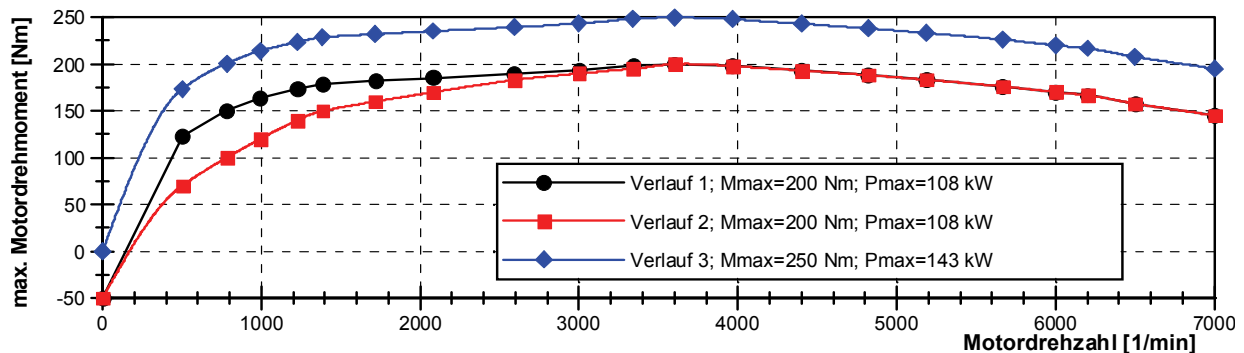


Abb. 2.6: Prinzipielle Volllastdrehmomentenverläufe von Verbrennungsmotoren

Die beiden ersten Kennlinien unterscheiden sich ausschließlich im Momentenverlauf bis zu einer Drehzahl von 3000 1/min, sodass sowohl die Angaben zum Maximalmoment als auch zur Maximalleistung identisch sind. Der dritte Verlauf ergibt sich hingegen aus einer Anhebung der ersten Volllastkennlinie um 50 Nm, was unter anderem auch mit einer Leistungssteigerung von 35 kW einhergeht. Die sich aus den drei Volllastkennlinien ergebenden Beschleunigungsvorgänge sind in der Abb. 2.7 gegenübergestellt. Hierbei werden das dynamische Ansprechverhalten eines Fahrzeugs mit Saugmotor sowie identischen Triebstranggrößen zugrunde gelegt.

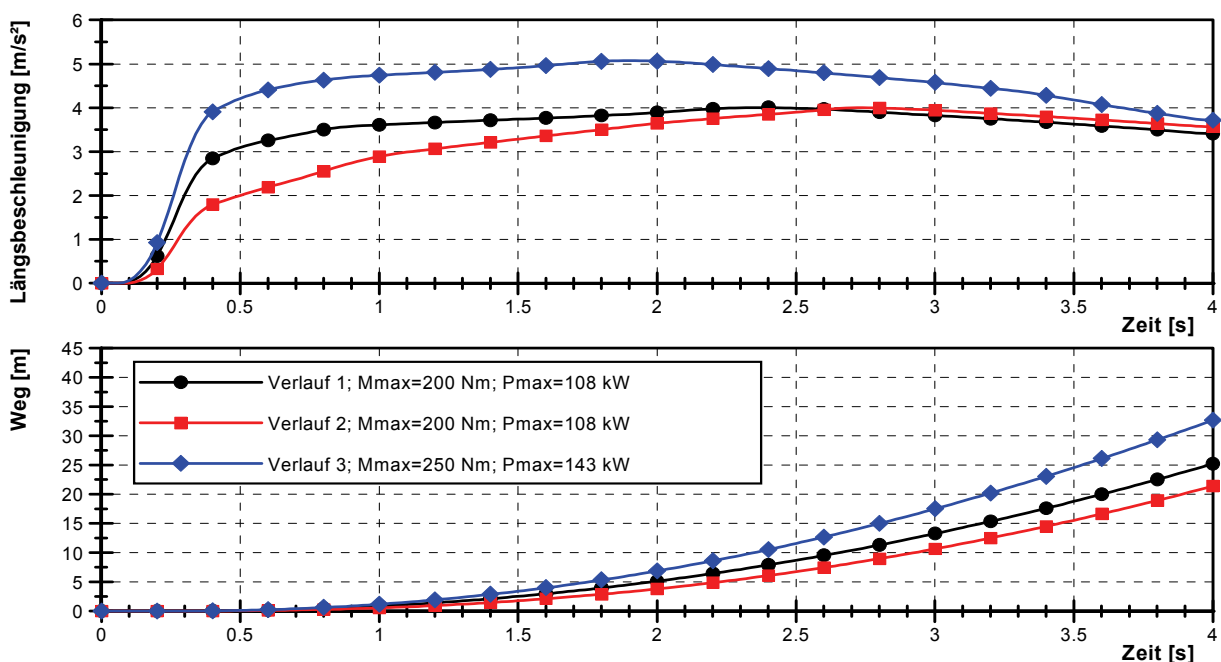


Abb. 2.7: Beispielrechnung für das Anfahrverhalten in Abhängigkeit vom Volllastmomentenverlauf

Die Beschleunigungsverläufe sind zeitabhängig und werden, wie ein Vergleich mit Abb. 2.6 zeigt, ausschließlich von dem drehzahlabhängigen Motormoment beeinflusst. Zudem ist zu erkennen, dass trotz gleicher Nennleistung und damit gleichem Erwartungsanspruch an den Vollastanfahrvorgang unterschiedliche Beschleunigungsverläufe entstehen können. So führt das anfänglich angehobene Motormoment beim Verlauf 1 auch zu einer höheren Beschleunigung, was bereits nach 4 s einen Wegvorteil von 3,9 m zur Folge hat und damit aufgrund bisheriger Erfahrungen einen spürbar „sportlicheren“ Anfahrvorgang bewirkt. Bei einer Erhöhung des Motormoments um 50 Nm fällt der Unterschied sogar noch deutlicher aus. So ergibt sich hieraus eine um 27 % höhere Maximalbeschleunigung, woraus sich nach 4 s ein Wegvorsprung von über 8 m mit einem entsprechend deutlich „agileren“ Anfaheindruck gegenüber dem Verlauf 1 einstellt. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die Anhebung des Motormoments auch eine höhere Nennleistungsangabe zur Folge hat, was sich wiederum in dem Erwartungsniveau widerspiegelt und somit die direkte Vergleichbarkeit beeinträchtigt.

2.1.4 Einfluss der Fahrzeugmasse und der Triebstrangübersetzung

Neben dem Momentenverlauf und dem dynamischen Ansprechen des Motors können auch die Übersetzungen, einschließlich des dynamischen Radhalbmessers, sowie die Fahrzeugmasse und der Triebstrangwirkungsgrad den Beschleunigungsvorgang und damit den Anfaheindruck beeinflussen. Um das zu verdeutlichen, sind in der Abb. 2.8 die sich ergebenden Beschleunigungsverläufe von zwei ausgewählten Variationsgrößen gegenüber einer Grundauslegung dargestellt.

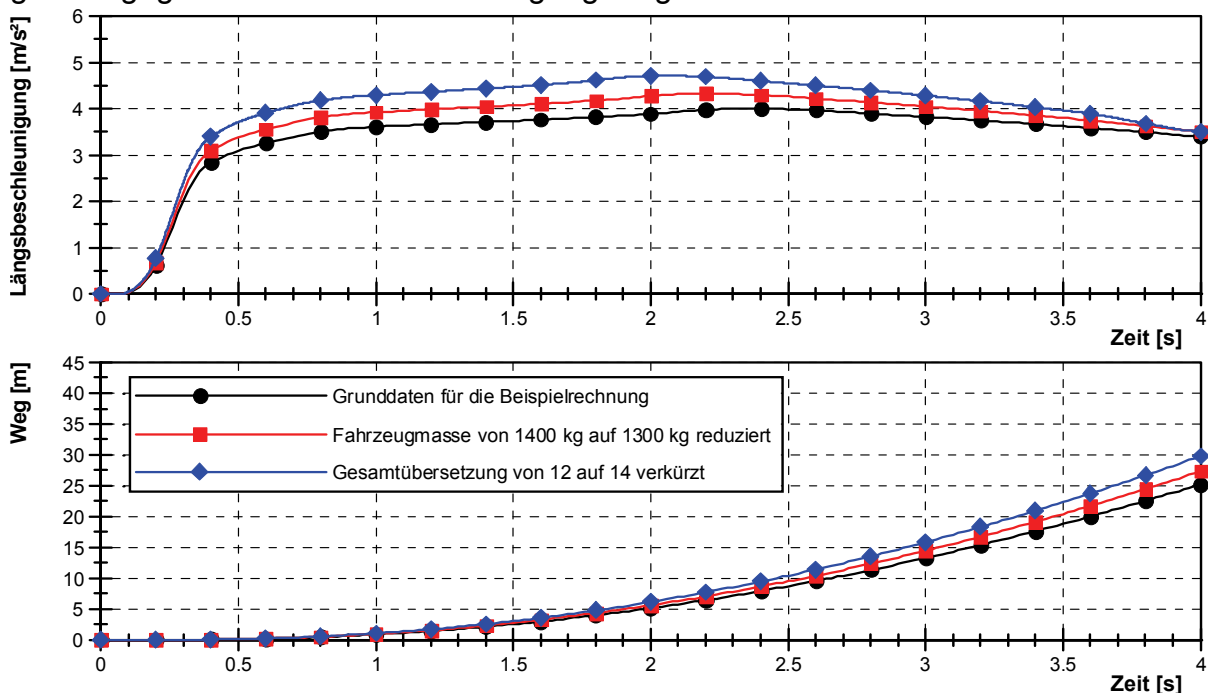


Abb. 2.8: Beispielberechnung für das Anfahrverhalten in Abhängigkeit von der Fahrzeugmasse und der Triebstrangübersetzung

Mit den vorgegebenen Grunddaten für die verschiedenen Fahrzeugkomponenten kann eine Maximalbeschleunigung von 4 m/s^2 berechnet werden. Bei einem um 100 kg geringeren Fahrzeuggewicht wird hingegen ein um 8,5 % höherer Maximalwert erreicht, was mit einem Wegvorteil von 2,4 m nach 4 s einhergeht. Für die weitere Variationsgröße fällt der Unterschied sogar noch deutlicher aus. So ist bei einer Verkürzung der Gesamtübersetzung um 2 eine um 18 % höhere Maximalbeschleunigung realisierbar, woraus sich nach 4 s ein Wegvorsprung von über 5 m mit einem entsprechend deutlich „agileren“ Anfahreindruck ergeben würde.

2.1.5 Einfluss der Traktionsgrenze

Wie sich anhand der zuvor aufgeführten Beispielrechnungen zeigt, wird der Anfahrvorgang bereits von einer Vielzahl von Größen beeinflusst. So legen vor allem die Volllastkennlinie des Motors sowie das Ansprechverhalten den Beschleunigungsverlauf und die weiteren Fahrzeugparameter, wie zum Beispiel die Getriebeübersetzung, das Beschleunigungsniveau fest. Für einen „sportlichen“ Anfahreindruck sollten folglich unter anderem hohe Motormomente über den Drehzahlverlauf, ein geringes Fahrzeuggewicht sowie hohe Triebstrangübersetzungen in einem Fahrzeug realisiert werden. Bei der Auslegung ist jedoch zu beachten, dass die maximal absetzbare Kraft für die Beschleunigung des Fahrzeugs infolge der Reibungsverhältnisse zwischen den Antriebsrädern sowie der Fahrbahnoberfläche begrenzt ist und somit keinen beliebig hohen Wert annehmen kann.¹⁸ Zur Berechnung der maximalen Umfangskraft müssen die Achslast der Antriebsachse und der Kraftschlussbeiwert berücksichtigt werden:¹⁹

$$F_{x,\max} = \mu_{\max} \cdot G_{v/h,\text{dyn}} \quad (2.10)$$

Mit: $F_{x,\max}$ = maximale absetzbare Umfangskraft,
 μ_{\max} = maximaler Kraftschlussbeiwert,
 $G_{v/h,\text{dyn}}$ = dyn. Achslast der Antriebsräder (vorne/hinten).

Der Kraftschlussbeiwert dient zur Beschreibung der Reibkräfte zwischen Reifen und Straße als Funktion des Schlupfes.²⁰ Da der Wert eine Abhängigkeit von weiteren Einflussgrößen, wie beispielsweise die Fahrzeuggeschwindigkeit oder die Fahrbahnbeschaffenheit, aufweist, müssen diese für eine quantitative Angabe ebenfalls beachtet werden. Die Normalkraft der Antriebsachse ist hingegen für den statischen Fall durch die Lage des Schwerpunkts sowie die Fahrzeugmasse vollständig definiert und berechnet sich wie folgt:²¹

¹⁸ Vgl. Wörnle (2005), S. 59 ff.

¹⁹ Siehe dazu auch Abbildung 2.3

²⁰ Vgl. Wörnle (2005), S. 71.

²¹ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 43.

$$\text{Vorderachse: } G_{v,\text{stat}} = G \cdot \frac{l_h}{l} \quad (2.11)$$

$$\text{Hinterachse: } G_{h,\text{stat}} = G \cdot \frac{l_v}{l} \quad (2.12)$$

mit $G_{v/h,\text{st}}$ = statische Achslast der Antriebsräder (vorne/hinten),
 G = Fahrzeuggewichtskraft,
 l_v = Abstand Schwerpunkt – Vorderachse,
 l_h = Abstand Schwerpunkt – Hinterachse,
 l = Gesamtachsabstand.

Bei einem Beschleunigungsvorgang entsteht jedoch infolge der Trägheit der Fahrzeugmasse noch ein weiterer Achslastanteil, welcher ebenfalls für die Berechnung der absetzbaren Beschleunigung relevant ist. Dieser dynamische Achslastanteil ergibt sich aus dem Momentengleichgewicht bezogen auf die Verbindungslinie der Aufstandspunkte, wie beispielsweise der Vorderräder, und berechnet sich zu:

$$\text{Vorderachse: } \Delta G_{v,\text{dyn}} = -m \cdot a \cdot \frac{h_s}{l} \quad (2.13)$$

$$\text{Hinterachse: } \Delta G_{h,\text{dyn}} = m \cdot a \cdot \frac{h_s}{l} \quad (2.14)$$

mit: $\Delta G_{v/h,\text{dyn}}$ = dynamischer Achslastanteil (vorne/hinten),
 m = Fahrzeugmasse,
 a = Fahrzeugbeschleunigung,
 h_s = Schwerpunkthöhe,
 l = Gesamtachsabstand.

Um die Berechnungen der Normalkräfte zu vereinfachen, werden die Änderungen der geometrischen Parameter infolge von Federbewegungen vernachlässigt. Damit kann die maximal absetzbare Beschleunigung in Abhängigkeit von der Antriebsart wie folgt bestimmt werden:

$$\text{Vorderradantrieb: } a_{v,\text{max}} = \frac{l_h \cdot \mu_{\text{max}} - l_v \cdot f}{l + h_s(\mu_{\text{max}} + f)} \cdot g \quad (2.15)$$

$$\text{Hinterradantrieb: } a_{h,\text{max}} = \frac{l_v \cdot \mu_{\text{max}} - l_h \cdot f}{l - h_s(\mu_{\text{max}} + f)} \cdot g \quad (2.16)$$

mit: a_{max} = maximale Beschleunigung (Vorder-/Hinterradantrieb),
 l_v = Abstand Schwerpunkt – Vorderachse,
 l_h = Abstand Schwerpunkt – Hinterachse,
 μ_{max} = maximaler Kraftschlussbeiwert,
 h_s = Schwerpunkthöhe,
 l = Radstand,
 g = Erdbeschleunigung,
 f = Rollwiderstandsbeiwert.

Wie aus den Gleichungen (2.15) und (2.16) zu erkennen ist, sollte für eine hohe Maximalbeschleunigung der Schwerpunkt einen möglichst geringen Abstand zur Antriebsachse aufweisen. Des Weiteren zeigt sich, dass die größeren Beschleunigungswerte normalerweise bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb erreicht werden. Der Grund hierfür liegt in der konzeptbedingten Vergrößerung der Normalkraft der angetriebenen Räder durch die dynamische Achslastverlagerung des Fahrzeugs. Dieses wird auch durch die in der Abb. 2.9 dargestellte Beispielberechnung verdeutlicht.

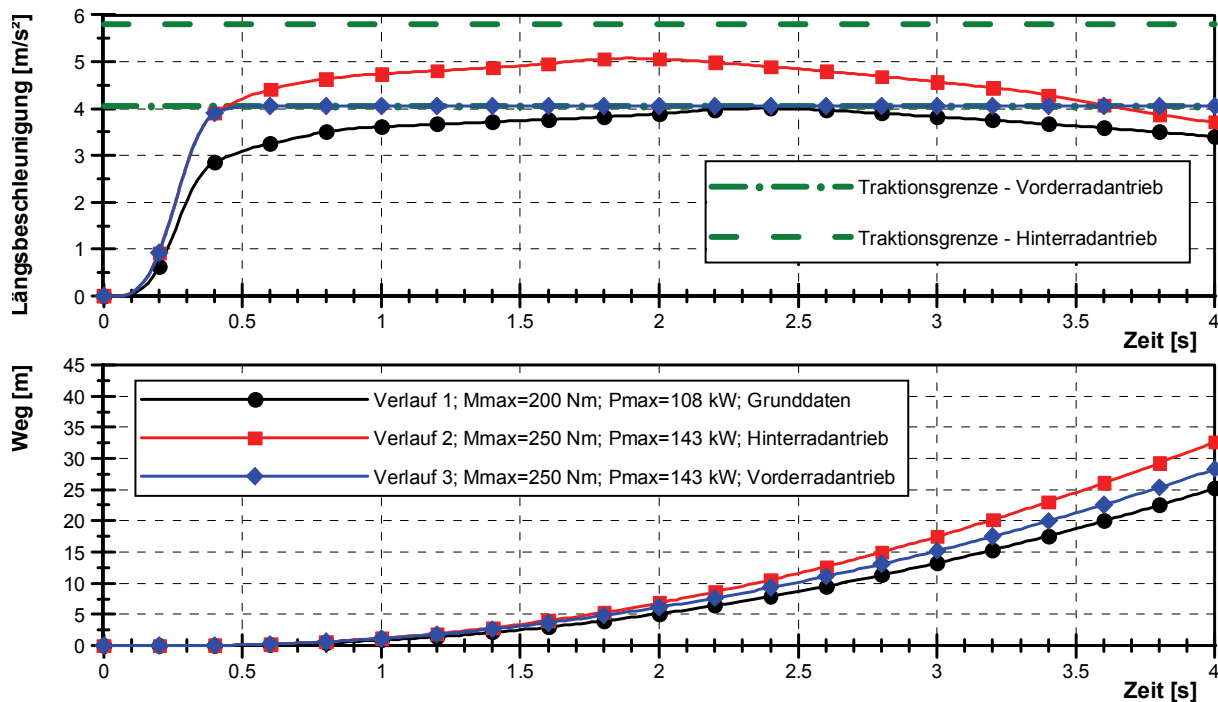


Abb. 2.9: Beispielrechnung für das Volllastanfahrverhalten in Abhängigkeit von der Traktionsgrenze für verschiedene Antriebsarten

Gemäß der Abb. 2.9 könnte mit den für die Berechnung vorgegebenen Grunddaten die Maximalbeschleunigung sowohl bei Vorder- als auch Hinterradantrieb vollständig abgesetzt werden. Bei einer Erhöhung des Motormoments um 50 Nm wäre hingegen der maximale Beschleunigungswert ausschließlich bei einem Fahrzeugkonzept mit Hinterradantrieb realisierbar, da es sonst bereits zu einer Überschreitung der Traktionsgrenze käme. So wäre in dem Beispiel bei dem hinterradangetriebenen Fahrzeug eine um 25 % höhere Beschleunigung realisierbar, was gegenüber dem Fahrzeug mit Frontantrieb nach 4 s einen Wegvorsprung von 4 m mit einem entsprechend „sportlicheren“ Anfahreindruck zur Folge hätte.

2.1.6 Einfluss der Anfaherelemente

Neben den bereits aufgezeigten Einflussgrößen muss auch das vom Fahrzeugkonzept abhängige Anfaherelement berücksichtigt werden. Dieses ist notwendig, da der Verbrennungsmotor erst ab einer bestimmten Mindestdrehzahl ein Motormoment

zur Verfügung stellt und deshalb der Drehzahlunterschied zwischen Motor und Getriebe beim Anfahren aus dem Stand kurzzeitig überbrückt werden muss.

a) Kupplung

In einem Schaltgetriebefahrzeug kommt diesbezüglich vor allem eine konventionelle Trockenreibkupplung zum Einsatz.²² Diese besteht aus einer mit dem Schwungrad verschraubten Membranfederdruckplatte, einer axial verschiebbaren Kupplungsscheibe mit Reibbelägen und integrierten Torsionsdämpfer, einem Ausrücker, einer Membranfeder sowie einer Kupplungsdruckplatte.²³ In der Abb. 2.10 ist der schematische Aufbau aufgezeigt.

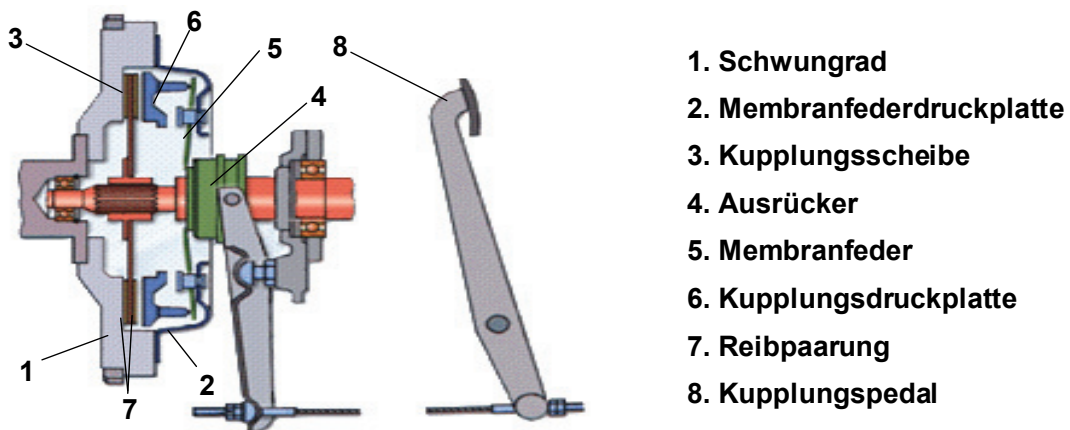


Abb. 2.10: Aufbau einer konventionellen Einscheibentrockenreibkupplung

Je nach Anzahl der Kupplungsscheiben wird zwischen Ein- und Mehrscheibenkupplungen unterschieden. Diese müssen neben der Überbrückung eines Drehzahlunterschieds auch die Trennung des Motors vom übrigen Antriebsstrang und die ruckfreie Verbindung gewährleisten. Weitere wichtige Aufgaben sind der Überlastschutz und die Dämpfung von Drehschwingungen, wie sie unter anderem durch die zyklische Arbeitsweise des Verbrennungsmotors entstehen.²⁴

Die Auslegung der Kupplung orientiert sich hauptsächlich an dem zu übertragenden Drehmoment.²⁵ Während der Einkuppelphase setzt sich dieses aus dem vom Motor abgegebenen und einem zusätzlichen Beschleunigungsmoment zusammen. Das Beschleunigungsmoment kann dabei gemäß Gleichung (2.9) mit Hilfe des Massenträgheitsmoments des Motors und der zeitlichen Änderung der Winkelgeschwindigkeit bestimmt werden:

²² Vgl. Sachs (1997), S. 4 f.

²³ Vgl. Braess / Seiffert (2005), S. 253 ff.

²⁴ Vgl. Sachs (1997), S. 4 f.

²⁵ Vgl. Lechner / Naunheimer (1994), S. 80 ff.

$$M_K = M_M - J_M \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \quad (2.17)$$

mit: M_K = Kupplungsmoment,
 M_M = Motormoment,
 J_M = Massenträgheit der rotierenden Motorteile,
 $\frac{d\omega_M}{dt}$ = Winkelbeschleunigung des Motors.

Wie aus Gleichung (2.17) zu erkennen ist, können durch die Ausnutzung der Massenträgheit des Motors auch höhere Momente als im stationären Betriebszustand entstehen, was bei der Dimensionierung der Kupplung zu beachten ist. Das in Abhängigkeit von der Auslegung resultierende Kupplungsmoment berechnet sich wie folgt:

$$M_K = F_A \cdot \mu_G \cdot r_m \cdot z \quad (2.18)$$

mit: M_K = Kupplungsmoment,
 F_A = Anpresskraft,
 μ_G = Gleitreibungskoeffizient,
 r_m = mittlerer Reibradius,
 z = Anzahl der Reibpaarungen.

Der Fahrer hat die Möglichkeit das übertragende Moment über die Anpresskraft zu beeinflussen. Diese wird durch die Membranfeder erzeugt, welche die Druckplatte und die Kupplungsbeläge gegen das Schwungrad drückt und damit eine kraftschlüssige Verbindung herstellt.²⁶ Die grundsätzliche Kennlinie einer Membranfeder ist in der Abb. 2.11 dargestellt. Wie daraus ersichtlich, ist die Federkraft und damit das Übertragungsmoment durch den Federweg definiert.

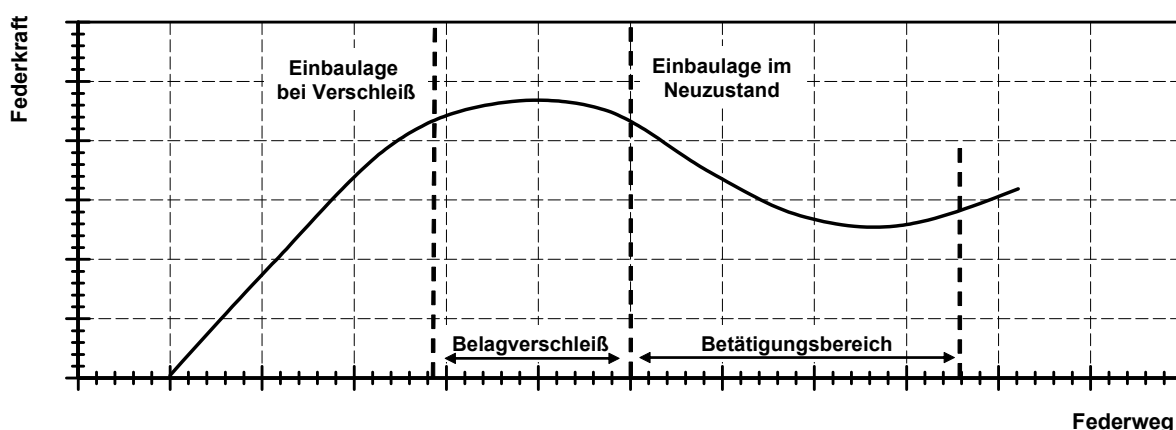


Abb. 2.11: Prinzipielle Kennlinie der Membranfeder²⁷

Der Federweg ist wiederum vom Pedalweg abhängig, wodurch eine eindeutige Verbindung zwischen der vom Fahrer durchgeführten Kupplungszustellung und dem

²⁶ Vgl. Bosch (2003), S. 738 f.

²⁷ Vgl. Sachs (1997), S. 12.

übertragenen Kupplungsmoment hergestellt wird. Da somit auch eine direkte Einflussnahme auf den Beschleunigungsvorgang erfolgt, ist das Kupplungspedal beispielsweise im Hinblick auf die Dosierbarkeit der Antriebskraft von entscheidender Bedeutung. Neben dem übertragenden Moment bestimmt die Kennlinie der Membranfeder aber auch den Kraftverlauf am Kupplungspedal. Zusätzlich wird dieser durch die Belagfederung der Kupplungsscheiben beeinflusst, welche der Kraft der Membranfeder entgegenwirkt.²⁸ Zur Gestaltung der Pedalkraft kommen in heutigen Fahrzeugen noch zusätzliche Unterstützungselemente, wie beispielsweise die Über-totpunktfeder, zum Einsatz. Mit dieser Druckfeder kann das Kraftniveau der Kupplung reduziert werden, was jedoch auch eine Anhebung der Kraft vor dem so genannten Totpunkt zur Folge hat. Insgesamt ergibt sich für heutige Schaltgetriebefahrzeuge ein in der Abb. 2.12 dargestellter prinzipieller Kraftverlauf am Kupplungspedal. Die Betätigungskraft ist dabei in Abhängigkeit vom Pedalweg aufgetragen.

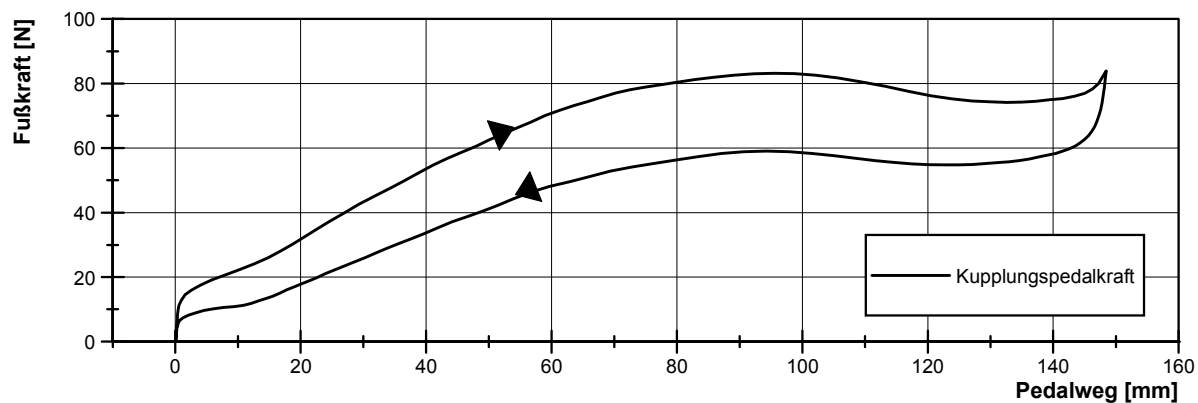


Abb. 2.12: Typischer Kupplungspedalkraftverlauf

Für die Betätigung des Kupplungspedals muss zuerst eine gewisse Anfangskraft überwunden werden. Danach steigt die Kraft bis zum Maximalwert an und fällt im weiteren Verlauf leicht ab, bis der Anschlag erreicht ist. Die Pedalkraft beim Einkuppeln ist im Allgemeinen etwas niedriger als beim Auskuppeln. Die Hysterese entsteht durch Reibung in den Lagern sowie anderen Stellen des Übertragungswegs. Der sich insgesamt ergebende Kraftverlauf ist vor allem aus Komfortsicht von Bedeutung und prägt damit ebenfalls den subjektiven Anfahrereindruck.²⁹

b) Wandler

Bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe hat sich der hydrodynamische Drehmomentenwandler und im speziellen der Trilok-Wandler als Standardanfarelement etabliert. Der Trilok-Wandler besteht aus einem Pumpen-, einem Turbinen- sowie einem Leitrad, welche über einen Flüssigkeitsstrom miteinander verbunden sind.³⁰ In der Abb. 2.13 ist sein Aufbau schematisch dargestellt.

²⁸ Vgl. Bofinger (1996), S. 6.

²⁹ Vgl. Balzer (2000), S. 171.

³⁰ Vgl. Bosch (2003), S. 739 f.

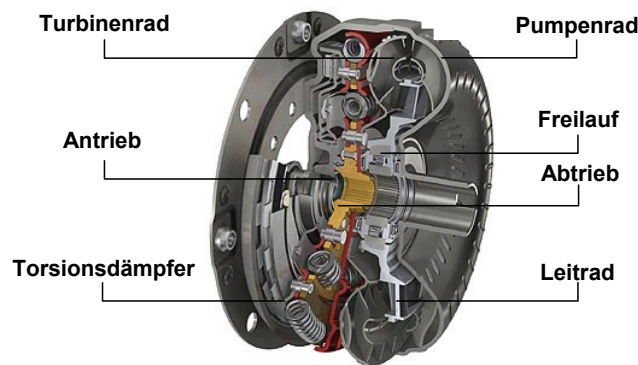


Abb. 2.13: Schematischer Aufbau eines Trilok-Wandlers

Das Pumpenrad wird über die Kurbelwelle vom Motor angetrieben, setzt so einen Flüssigkeitsstrom in Bewegung und wandelt die mechanische in hydraulische Energie um. Das dabei aufgenommene Moment berechnet sich zu:³¹

$$M_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_P^2 \quad (2.19)$$

mit: M_P = Pumpenmoment,
 λ = Leistungsziffer,
 ρ = Dichte des Mediums,
 D = Kreislauf-Durchmesser,
 ω_P = Winkelgeschwindigkeit der Pumpe (Antrieb).

Beim Auftreffen des Fluids auf die Schaufeln des Turbinenrads wird aufgrund der Massenträgheit der Flüssigkeit die hydraulische teilweise wieder in mechanische Energie umgewandelt. Als Folge wirkt ein Moment auf der Abtriebswelle und das Turbinenrad wird in Rotation versetzt.³² Die Aufgabe des Leitrads ist es, eine gezielte Rückleitung der Flüssigkeit in das Pumpenrad zu gewährleisten und somit die entstehende abbremssende Wirkung auf das Pumpenrad zu kompensieren. Dafür nimmt das Leitrad ein Reaktionsmoment auf, wodurch im Gegensatz zur Reibkupplung sowohl eine Wandlung der Drehzahl als auch des Drehmoments entsteht. Die Drehmomentenwandlung berechnet sich dabei wie folgt:

$$\mu = \frac{M_T}{M_P} \quad (2.20)$$

mit: μ = Drehmomentwandlung,
 M_T = Turbinenmoment,
 M_P = Pumpenmoment.

³¹ Vgl. Lechner / Naunheimer (1994), S. 267 f.

³² Vgl. Balzer (2000), S. 186 f.

Sowohl die Leistungsziffer λ in der Gleichung (2.19) als auch die Drehmomentenwandlung μ in der Gleichung (2.20) sind von einer weiteren Wandlergröße abhängig, dem Drehzahlverhältnis zwischen der Turbinen- und der Pumpendrehzahl:

$$\upsilon = \frac{\omega_T}{\omega_P} \quad (2.21)$$

mit: υ = Drehzahlverhältnis,
 ω_T = Winkelgeschwindigkeit der Turbine,
 ω_P = Winkelgeschwindigkeit der Pumpe.

Der sich in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis ergebende typische Verlauf für die Drehmomentenwandlung ist in der Abb. 2.14 dargestellt. Zusätzlich sind der Abb. auch einige charakteristische Betriebspunkte sowie der Wirkungsgrad des Wandlers zu entnehmen.³³

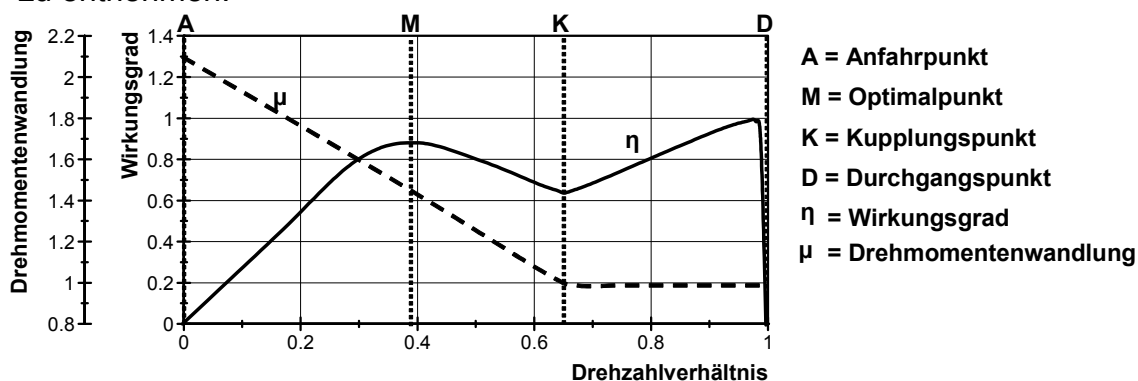


Abb. 2.14: Charakteristische Kennlinien eines Trilok-Wandlers

Der Punkt A kennzeichnet den Anfahrpunkt, bei dem die Turbine keine Drehzahl aufweist und damit eine maximale Drehmomentenwandlung stattfindet. Mit dem Punkt M ist der Optimalpunkt definiert, an welchem der Wandler den besten Wirkungsgrad aufweist. Im Kupplungspunkt entspricht das Pumpen- dem Turbinenmoment. Der bei einem Drehzahlverhältnis von 1 dargestellte Durchgangspunkt kennzeichnet ein Turbinenmoment von 0 und damit einen Abfall des Wirkungsgrads.

Durch die Möglichkeit des Leitradfreilaufs lassen sich zwei charakteristische Bereiche für den Betrieb eines Trilok-Wandlers unterscheiden. Im Bereich unterhalb des Kupplungspunkts stützt sich das Leitrad gegen den Freilauf und führt zu der Wandlung von Drehzahl und Drehmoment. Steigt das Drehzahlverhältnis jedoch über den mit K gekennzeichneten Kupplungspunkt, wird das Leitrad durch den Flüssigkeitsstrom mitgenommen und dreht sich frei mit Pumpen- und Turbinenrad. Dadurch kann kein Reaktionsmoment aufgenommen werden und der Wandler arbeitet als reine Strömungskupplung ohne Drehmomentenwandlung, jedoch mit steigendem Wirkungsgrad. Sollen die Verluste weiter reduziert werden, kann der Trilok-Wandler zu-

³³ Vgl. Bosch (2003), S. 739 f.

sätzlich mit einer Wandlerüberbrückungskupplung ausgestattet werden. Diese stellt in Abhängigkeit vom Fahrzustand mittels einer Lamellenkupplung eine starre Verbindung zwischen Pumpen- und Turbinenrad her. Durch diese Überbrückung treten nahezu keine Verluste auf und der Wirkungsgrad des Wandlers geht gegen eins.

c) Vergleich Kupplung - Wandler

Beide Anfaherelemente, das heißt sowohl die Reibkupplung als auch der Wandler, beeinflussen neben den bereits aufgezeigten Größen zusätzlich das Anfahrverhalten von Fahrzeugen. Die Abb. 2.15 verdeutlicht diesen Zusammenhang mittels eines simulierten Vergleichs der entstehenden Vollastbeschleunigungsvorgänge. Den berechneten Beschleunigungsverläufen liegen dabei die gleichen Motor- und Triebstrangdaten zugrunde, sodass die Unterschiede ausschließlich auf den Einfluss der Anfaherelemente zurückzuführen sind. Zusätzlich ist auch ein Beschleunigungsvorgang im bereits eingekuppelten Zustand und somit ohne jegliche Beeinflussung durch das Anfaherelement dargestellt.

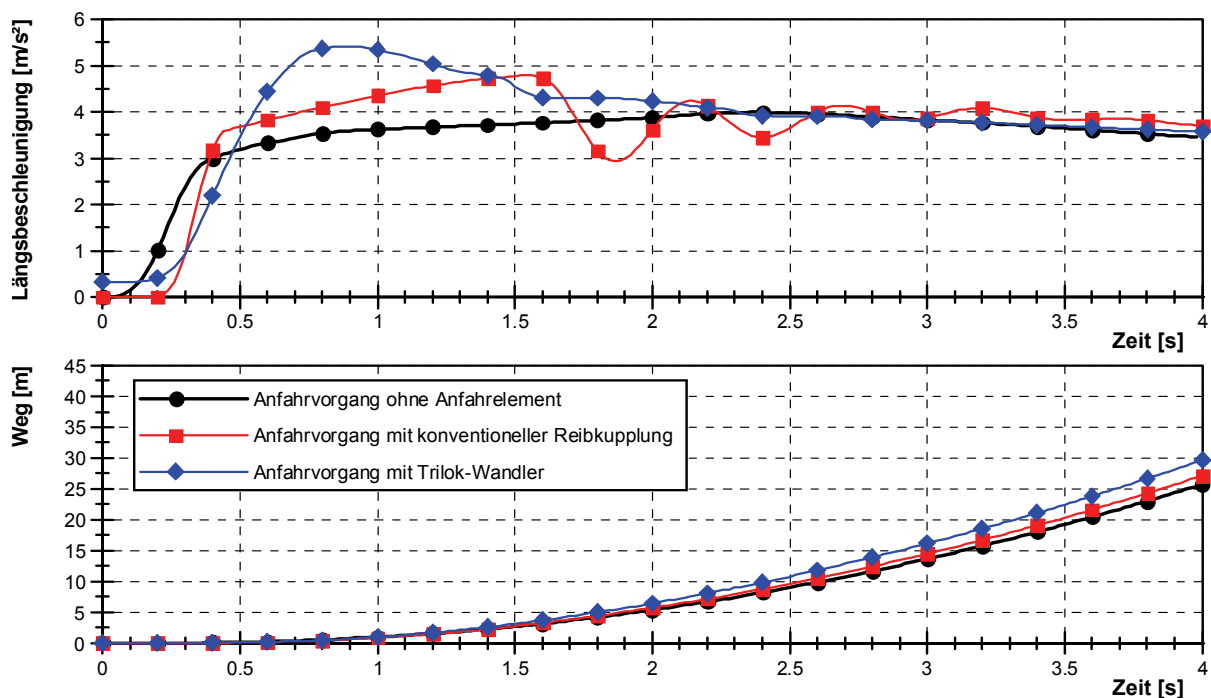


Abb. 2.15: Beispielrechnung für das Vollastanfahrverhalten in Abhängigkeit von den Anfaherelementen

Aus Abb. 2.15 ist zu erkennen, dass sich der Wandler vor allem durch eine größere Beschleunigung aufgrund der Drehmomentenüberhöhung auszeichnet. So kann bei dessen Anfahrvorgang ein um 38 % höherer Maximalwert als bei einem Anfahrvorgang ohne Anfaherelement berechnet werden. Die erreichte Maximalbeschleunigung ist jedoch unter anderem von der Wandlercharakteristik abhängig, wodurch sich auch andere Maximalwerte ergeben können. Im Gegensatz dazu stellt die konventionelle Reibkupplung neben dem Fahrpedal ein weiteres Steuerungselement bezüglich des Anfahrvorgangs dar. So kann der Fahrer über das Kupplungspedal die Beschleu-

nigung während der Einkuppelphase direkt beeinflussen, wodurch je nach Zustellung sowohl frühe als auch hohe Beschleunigungen realisierbar sind. Mit der in der Abb. 2.15 vorgegebenen Zustellung würde sich gegenüber dem Anfahrvorgang mit Wandler beispielsweise eine um 13 % geringere Maximalbeschleunigung sowie ein Wegnachteil von ca. 3 m ergeben. Bei einer optimierten Kupplungszustellung beziehungsweise einer anderen Kupplungscharakteristik können sich die aufgezeigten Nachteile jedoch auch reduzieren.

2.2 Subjektive Beurteilung des Anfahrverhaltens

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens stehen heutzutage mehrere Bewertungsmethoden zur Verfügung. Die subjektive Fahrzeugeinschätzung durch den Fahrer stellt dabei noch immer das wohl wichtigste Instrument dar. So können die Bewertungen mit dieser Methode ohne größere Vorbereitungen durchgeführt und besonders aussagefähige Ergebnisse erzielt werden. Um das fahrdynamische Geschehen exakt ermitteln zu können, muss der Beurteiler jedoch über eine große Erfahrungsgrundlage verfügen, da sonst bestimmte Bewertungskriterien unterschiedlich eingeschätzt werden und sich damit die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse deutlich verschlechtert. Deshalb erfolgen die Bewertungen normalerweise ausschließlich durch einen ausgebildeten Versuchingenieur. Dieser übernimmt stellvertretend die Rolle des Kunden und analysiert das Fahrzeug im Hinblick auf die gewünschte Zielcharakteristik.³⁴ Hierfür wird das vollständige Fahrverhalten in relevante Untersuchungsmerkmale, wie zum Beispiel das Bremsen oder das Lenken, gegliedert, was vor allem eine detaillierte Beurteilung ermöglicht. Die Abb. 2.16 zeigt beispielhaft mehrere Kriterien für eine subjektive Fahrzeugbewertung.

Lenkmoment	Niveau	Gierverhalten	Ansprechen (Mitte)	Aufbau- bewegung	Wankwinkel
	Verlauf über Querbeschleunigung		Gierfreudigkeit		Dämpfung
	Mittenzentrierung		Homogenität		Federung
	Homogenität		Zeitverhalten	Lenkungs- rücklauf	Rücklauf
	Rückmeldung		Lenkwinkelbedarf		Aktives Rücklenken
	Parkierniveau	Fahrstabilität	Untersteuern		Verlauf über Lenkradwinkel
	Mittenreibung		Schwimmwinkel	Bremsen	Dosierbarkeit
Anfahr- verhalten	Anfahrfragilität		Grenzbereich		Spurtreue Kurve
	Anfahrdosierbarkeit		Kontrollierbarkeit		Spurtreue geradeaus
	Anfahrnicken		ESP-Eingriffe		

Abb. 2.16: Kriterien für Subjektivbeurteilungen des Fahrverhaltens

Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass auch für das Anfahrverhalten bereits mehrere Kriterien zur Verfügung stehen. Dabei soll zumeist der empfundene

³⁴ Vgl. Aigner (1982).

Agilitätseindruck, die Dosierbarkeit der Antriebskraft oder das Anfahrnicken beurteilt werden. Daneben sind der Literatur aber auch weitere Untersuchungskriterien, wie das Anfahrpendeln, das Anfahrschütteln oder die Anfahrtraktion zu entnehmen.³⁵ Um damit den subjektiven Eindruck aufzeigen zu können, muss ein geeignetes Bewertungssystem vorgegeben werden. In der Automobilindustrie hat sich diesbezüglich eine 9er oder 10er Notenskala durchgesetzt.³⁶ Um hierbei eine genaue Zuordnung der Noten zu erhalten, werden diese zumeist mit verbalen Beschreibungen verknüpft. Die Abb. 2.17 zeigt einen möglichen Bewertungsbogen für ausgewählte Kriterien der Abb. 2.16.³⁷

Subjektiv - Beurteilungsbogen

Subjektiv - Beurteilungsbogen

Fahrzeug:

hier zus. evtl. Fahrwerkeinstellung (z.B. ABC Sport) vermerken

Fahrer:

Strecke:

Autobahn / Landstraße / Stadt

Datum:

[illegible]

Abb. 2.17: Bewertungssystem für Subjektivbeurteilungen des Fahrverhaltens

Einen Nachteil bei der Anwendung subjektiver Beurteilungen bildet jedoch die Tatsache, dass der Experte die Kundenzielgruppe nur bedingt abbildet. Somit werden teilweise unnötige Optimierungen der Fahreigenschaften durchgeführt, welche für einen Normalkunden nicht spürbar sind und damit unnötige Entwicklungskosten zur Folge haben. Zudem ist es möglich, dass mehrere Experten aufgrund persönlicher Präferenzen unterschiedliche Ergebnisse hervorbringen, was eine zielgerichtete Fahrzeugentwicklung deutlich beeinträchtigen kann. Um die aufgeführten Nachteile zumindest teilweise zu reduzieren, kommen deshalb häufig auch objektive Beurteilungsmethoden für eine ergänzende Fahrzeugbewertung zum Einsatz.

³⁵ Vgl. Heißling / Brandl (2002), S. 49 ff.

³⁶ Vgl. Heißling / Brandl (2002), S. 27 ff.

³⁷ Vgl. Daimler AG - EP/SAF.

2.3 Objektive Beurteilung des Anfahrverhaltens

Für die Objektivierung des Anfahrverhaltens sind in der Literatur bereits mehrere Verfahren aufgeführt.³⁸ Aufgrund der Komplexität eines Anfahrvorgangs sowie der Vielzahl von möglichen Einflussgrößen können mit diesen jedoch nur spezifische Kriterien, wie zum Beispiel das so genannte Ruckeln, untersucht werden.

a) Ruckeln

Das Ruckeln kennzeichnet eine bei geschlossenem Triebstrang und bei einer sprunghaften Änderung des Motormoments erzeugte Längsschwingung um die effektive mittlere Fahrzeugbeschleunigung. Wie der Abb. 2.18 zu entnehmen ist, erfolgt die Schwingung mit einer bestimmten Frequenz sowie einer abnehmenden Amplitude und hat erfahrungsgemäß besonders bei großen Beschleunigungseinbrüchen einen stark negativen Komforteindruck zur Folge.

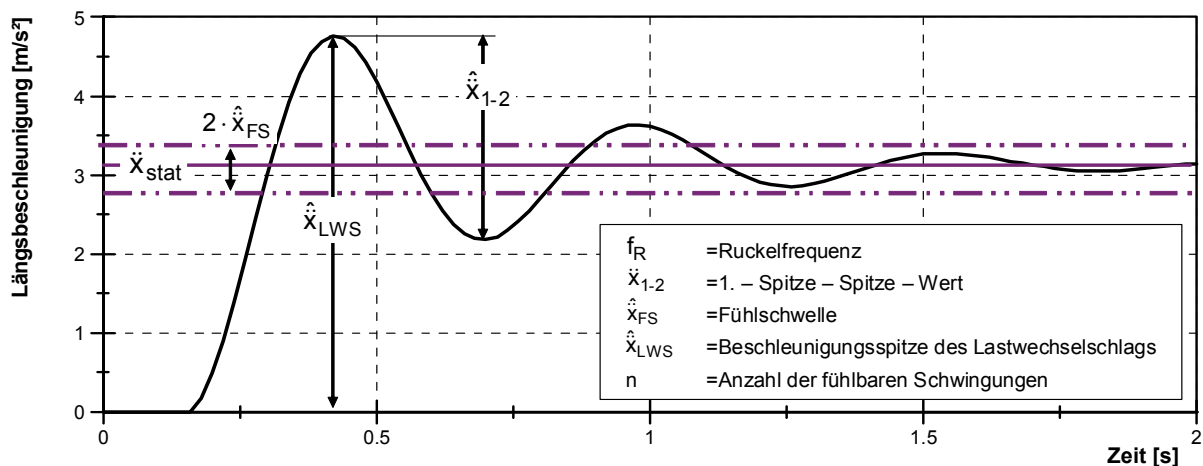


Abb. 2.18: Prinzipielle Darstellung einer *Ruckelschwingung*

Einen Ansatz zur Objektivierung des Ruckelns wurde im Rahmen einer Forschungsarbeit von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke entwickelt.³⁹ Bei dem dafür durchgeführten Versuch sollten 32 Probanden eine Vollastbeschleunigung aus einer Konstantfahrt im zweiten Gang absolvieren und den entstehenden Komforteindruck bewerten. Um reproduzierbare Versuchsbedingungen zu gewährleisten, wurden definierte Ausgangsdrehzahlen in Abhängigkeit von der Ruckelneigung der 8 Versuchsfahrzeuge festgelegt. Zudem waren diese mit Messtechnik ausgestattet, um die Fahrzeugbeschleunigungen aufzuzeichnen und daraus relevante Beschreibungsmerkmale zu identifizieren. Auf Grundlage der Bewertungsergebnisse und den festgelegten schwingungscharakteristischen Größen erfolgte im Anschluss eine Korrelationsanalyse. Dabei konnte für das Ruckeln als Ergebnis mit dem höchsten Erklärungsgehalt die Bewertungsnote

³⁸ Vgl. Braess / Seiffert 2005, S. 575 ff.; Dibbern 1992; Riedel / Arbiger 1997; Neukum 2002.

³⁹ Vgl. Mitschke (1997).

$$BN_{\text{Ruckeln}} = 9 - 1,018 \sqrt{\frac{\hat{\ddot{x}}_{1-2}}{\frac{0,7}{f_R}}} - 0,338(n_{0,4;s} + 1,26) \quad (2.22)$$

mit: BN_{Ruckeln} = Bewertungsnote für das Ruckeln,
 $\hat{\ddot{x}}_{1-2}$ = 1. – Spitze – Spitze – Wert,
 f_R = Ruckelfrequenz,
 n = Anzahl der fühlbaren Schwingungen,

ermittelt werden. Die sich aus der Gleichung ergebende Bewertungsnote weist dabei den gleichen Maßstab wie bei dem durchgeführten Versuch auf. Bei diesem wurde den Probanden eine 9er Notenskala mit den Differenzierungen 1 für „schlecht“, 5 für „akzeptabel“ und 9 für „sehr gut“ vorgegeben. Somit ist ein subjektiv guter Komforteindruck zu erwarten, wenn nur eine geringe Anzahl von Schwingungen eine definierte Fühlschwelle von 0,4 m/s² überschreitet. Zudem sollte der 1. – Spitze – Spitze – Wert gering sein und das Fahrzeug eine möglichst hohe Ruckelfrequenz aufweisen. Für die Korrelationsgleichung konnte ein Bestimmtheitsmaß von 0,92 ermittelt werden.

b) Lastwechselschlag

Neben dem Ruckeln wurde bei dem durchgeführten Probandenversuch auch der so genannte Lastwechselschlag als komfortminderndes Kriterium untersucht.⁴⁰ Als Lastwechsel wird das bei plötzlicher Momentenänderung erzeugte Anschlagen der Antriebsaggregate in ihren Lagern bezeichnet. Dieses verursacht Schwingungen, die sowohl fühlbar als auch als hörbarer Schlag wahrnehmbar sind.⁴¹ Da jedoch die Ermittlung der Anschlaggeräusche häufig mit einer schlechten Reproduzierbarkeit verbunden und gleichzeitig messtechnisch schwierig zu handhaben ist, erfolgt die Bewertung im Allgemeinen ausschließlich anhand des Beschleunigungssignals. Zur Objektivierung wurde bei dem Probandenversuch das gleiche Fahrmanöver wie bei der Ruckelbewertung verwendet. So sollte auch der Lastschlag mit einer Volllastbeschleunigung aus einer Konstantfahrt im zweiten Gang bewertet werden. Als Ergebnis des Versuchs wurde für die Bewertungsnote folgende Korrelationsgleichung mit einem berechneten Bestimmtheitsmaß von 0,68 angegeben:

$$BN_{\text{Lastschlag}} = 9 - 1,047 \frac{\hat{\ddot{x}}_{\text{LWS}} + 0,59}{1,1} \quad (2.23)$$

mit: $BN_{\text{Lastschlag}}$ = Bewertungsnote für den Lastwechselschlag,
 $\hat{\ddot{x}}_{\text{LWS}}$ = Beschleunigungsspitze des Lastwechselschlags.

⁴⁰ Vgl. Mitschke (1997).

⁴¹ Vgl. Steinmetz (2001), S. 25 ff.

Der Gleichung liegt dabei ebenfalls ein Bewertungsmaßstab mit einer 9er Notenskala zugrunde, bei dem die Note 1 mit „schlecht“, die Note 5 „mit akzeptabel“ und die Note 9 mit „sehr gut“ definiert ist. Folglich sollte für einen guten Komforteindruck die Beschleunigungsspitze der Schwingung möglichst gering ausfallen. In der Ergebnisbetrachtung von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke wurde jedoch ausdrücklich auf den Näherungscharakter der Korrelationsgleichung hingewiesen.

c) AnfahrDOSierbarkeit

Für eine objektive Beurteilung des Anfahrverhaltens wurden auch bei der Daimler AG bereits mehrere Bewertungsmethoden ausgearbeitet. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an das Fahrzeugverhalten wird dabei zwischen verschiedenen Kriterien differenziert. So erfolgt beispielsweise eine Beurteilung des Fahrverhaltens im Hinblick auf die Dosierbarkeit der Antriebskraft. Zur Kennwertermittlung wird das Fahrzeug aus einer mit Leerlaufgeschwindigkeit rollenden Bewegung mit unterschiedlichen sprunghaften Fahrpedalzustellungen beschleunigt.⁴² Um dabei das Verhalten messtechnisch erfassen zu können, ist das Fahrzeug mit verschiedenen Sensoren ausgestattet. Mit diesen werden vor allem der Fahrpedalweg und die Beschleunigung als relevante Größen über die Zeit aufgezeichnet. Der Beschleunigungsgeber ist dabei fahrzeugfest angebracht, um so auch den Einfluss des Nickens in der Bewertung zu berücksichtigen. Die Bestimmung des Zustellungswegs erfolgt mittels eines Seilzugpotentiometers am Fahrpedal. Aus den so aufgezeichneten Anfahrvorgängen werden anschließend Beschreibungsgrößen für den Beschleunigungsverlauf berechnet. Die Abb. 2.19 zeigt die dafür herangezogenen Kenngrößen.

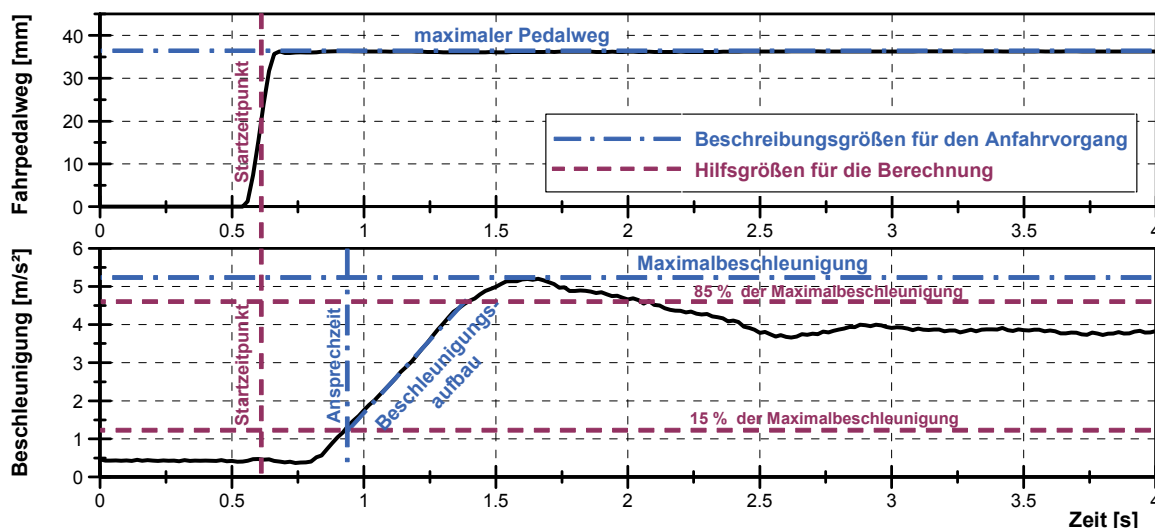


Abb. 2.19: Beschreibungsgrößen für die Bewertung des Teillastanfahrverhaltens

⁴² Vgl. Daimler AG - Messverfahrensbeschreibung – Anfahren.

Für die Beschreibung des Fahrzeugverhaltens werden für jede Messung der maximale Fahrpedalweg, die maximale Beschleunigung, die Ansprechzeit und der Beschleunigungsaufbau ermittelt. Die Maximalwerte für den Pedalweg und die Beschleunigung sind dabei direkt aus den Verläufen bestimmbar. Da der gemessene Pedalweg von der Befestigungsposition des Potentiometers abhängig ist, wurde ein Verfahren zur vergleichbaren Fahrzeugbewertung entwickelt. Dafür steht eine Fahrerfußnachbildung zur Verfügung, mit der der funktionale Zusammenhang zwischen dem Fahrpedalweg und der dazugehörigen Fußwinkelzustellung messtechnisch ermittelt wird, was eine direkte Umrechnung des Pedalwegs in einen Fußwinkel ermöglicht. Als weitere Beschreibungsmerkmale für das Anfahrverhalten werden die Ansprechzeit und der Beschleunigungsaufbau bestimmt. Beide Werte sind berechnete Größen und ergeben sich aus den Messverläufen. So ist die Ansprechzeit als die Zeit definiert, die zwischen der Fahrpedalzustellung und dem Erreichen von 15 % der Maximalbeschleunigung vergeht. Der Beschleunigungsaufbau wird durch eine Regressionsgerade in einem Bereich zwischen 15 % und 85 % der maximalen Beschleunigung ermittelt. Der Anstieg der linearen Regressionsfunktion entspricht dabei dem Wert des Beschleunigungsaufbaus.

Mit den für die verschiedenen Beschleunigungsvorgänge ermittelten Beschreibungsgrößen wird anschließend eine Gesamtbewertung des Anfahrverhaltens durchgeführt. Dafür werden zuerst die maximalen Beschleunigungen über die dazugehörige Fußwinkelzustellung aufgetragen, um so einen Zusammenhang zwischen der Fahreraktion und der Fahrzeugreaktion herzustellen. Zur quantitativen Beschreibung in Form eines einzelnen Kennwerts wird eine Regressionsgerade für den Bereich zwischen $0,5 \text{ m/s}^2$ und $2,5 \text{ m/s}^2$ berechnet. Die Steigung dieser Regressionsgeraden kennzeichnet hierbei den Dosierbarkeitsgradienten und zeigt auf, welche durchschnittliche Beschleunigungszunahme durch die Fahrpedalzustellung hervorgerufen wird. Dieser Kennwert verdeutlicht damit auch, welche feinmotorischen Fähigkeiten vom Fahrer aufgebracht werden müssen, um ausreichend feinfühlig eine gewünschte Längsbeschleunigung einstellen zu können. Bei einem zu großen Dosierbarkeitsgradienten ist ein fein dosiertes Anfahren nicht mehr möglich, da in diesem Fall bereits geringste Zustellungen eine starke Beschleunigungsreaktion hervorrufen. Ein zu kleiner Wert kann hingegen dazu führen, dass das Fahrzeug einen kraftlosen Anfahreindruck hinterlässt.

Der Dosierbarkeitsgradient steht bezüglich der AnfahrDOSierbarkeit in einer Wechselwirkung zum Beschleunigungsaufbau. Aufgrund von Expertenerfahrungen ist davon auszugehen, dass Fahrzeuge trotz gleichem Dosierbarkeitsgradienten bei unterschiedlichem Beschleunigungsaufbau hinsichtlich der Dosierbarkeit verschiedenartig beurteilt werden. Folglich ist auch diese Größe für die Bewertung zu

berücksichtigen. Dazu wird der Beschleunigungsaufbau über die jeweilige Maximalbeschleunigung aufgetragen und als Kennwert der Mittelwert in einem Bereich zwischen $0,5 \text{ m/s}^2$ und $2,5 \text{ m/s}^2$ berechnet. Des Weiteren muss bei der Dosierbarkeitsbewertung auch die Ansprechzeit beachtet werden. So zeigen die bisherigen Untersuchungen, dass eine verspätete Fahrzeugreaktion dazu führen kann, dass der Fahrer das Fahrpedal weiter zustellt als dieses für die von ihm gewünschte Beschleunigung nötig wäre und sich somit die Dosierbarkeit verschlechtert. Zur Bestimmung einer Beschreibungsgröße werden die Ansprechzeiten wiederum über die jeweilige Maximalbeschleunigung aufgetragen und als Kennwert der gemittelte Wert in einem Bereich zwischen $0,5 \text{ m/s}^2$ und $2,5 \text{ m/s}^2$ berechnet. Eine entsprechende Ergebnisdarstellung für den Dosierbarkeitsgradienten, den Beschleunigungsaufbau und die Ansprechzeit ist in der Abb. 2.20 dargestellt.

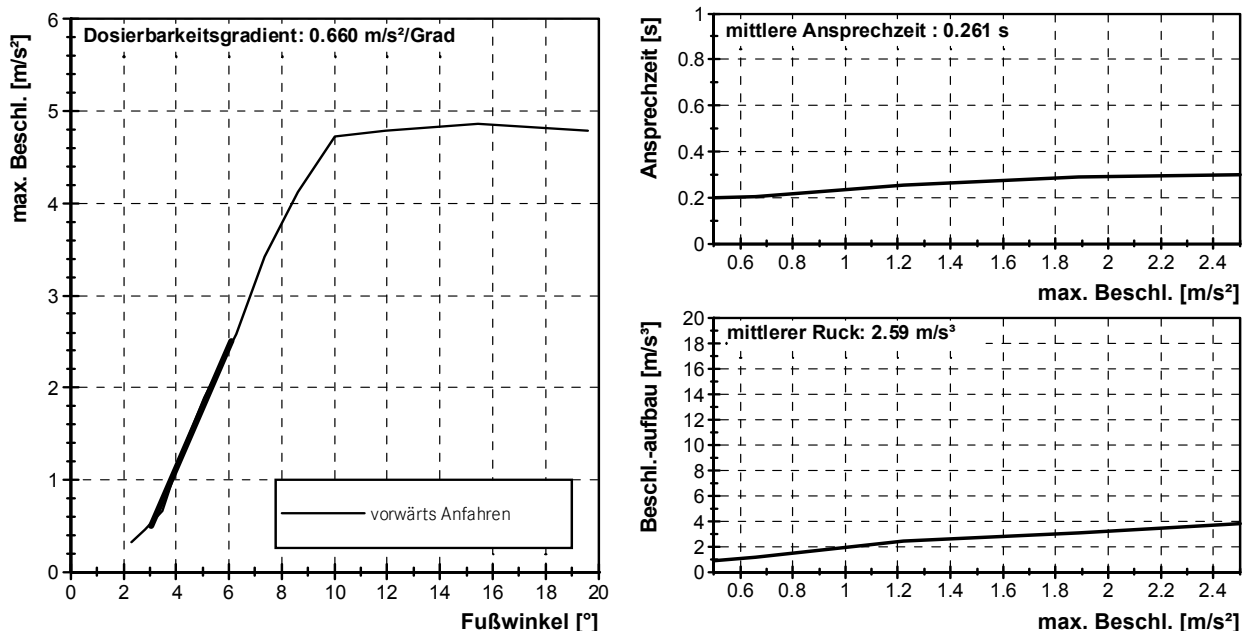


Abb. 2.20: Darstellung der Dosierbarkeitskenngrößen

Die abschließende Fahrzeugbewertung erfolgt auf Grundlage der berechneten Kennwerte. Da diese teilweise in einer Wechselwirkung zueinander stehen, wurde für den Vergleich von verschiedenen Fahrzeugen eine X-Y Darstellung gewählt. In dieser ist der Kennwert für den Beschleunigungsaufbau auf der X-Achse und der jeweilige Dosierbarkeitsgradient auf der Y-Achse aufgetragen. Anhand von Erfahrungswerten, resultierend aus den bereits vermessenen Fahrzeugen bei der Daimler AG, wurde ein entsprechendes Zielfenster definiert. Dieses ist in Abb. 2.21 dargestellt.

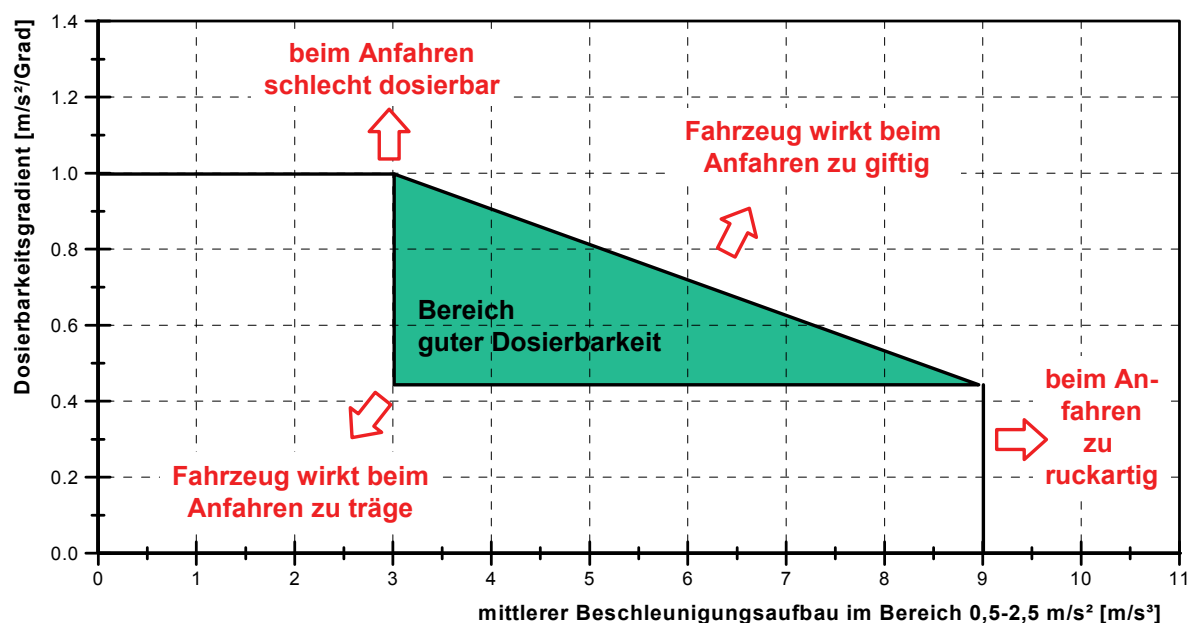


Abb. 2.21: Zielfenster für eine gute Dosierbarkeit

Wie darin aufgezeigt, beträgt die Untergrenze für den Dosierbarkeitsgradienten $0,45 \text{ m/s}^2/\text{°}$ und für den mittleren Beschleunigungsaufbau 3 m/s^3 . Wird einer dieser Werte unterschritten, ist davon auszugehen, dass ein Kunde die Fahrzeugreaktion als zu „träge“ empfindet. Als Obergrenze für den mittleren Beschleunigungsaufbau ergibt sich ein Wert von 9 m/s^3 , was eine vergleichsweise schnelle Fahrzeugreaktion widerspiegelt. Mit zunehmendem Dosierbarkeitsgradienten nimmt der angegebene Grenzwert jedoch ab. So beträgt der zulässige mittlere Beschleunigungsaufbau bei $1 \text{ m/s}^2/\text{°}$ nur noch 3 m/s^3 . Ein Dosierbarkeitsgradient von über $1 \text{ m/s}^2/\text{°}$ übersteigt die feinmotorischen Fähigkeiten der meisten Kunden und sollte daher vermieden werden. Die Fahrzeuge, die in dem Zielfenster liegen, sind somit aus Kundensicht als unkritisch einzuordnen und werden bezüglich ihrer Dosierbarkeit nicht bemängelt.⁴³

Neben den beiden bereits beachteten Beschreibungsgrößen hat auch die Ansprechzeit einen Einfluss auf die Fahrzeugdosierbarkeit. Ein funktionaler Zusammenhang zum Dosierbarkeitsgradienten und zum Beschleunigungsaufbau konnte jedoch bislang nicht angegeben werden, weshalb nur die allgemeine Aussage gilt, dass die Ansprechzeit, das heißt die Zeit zwischen der Fahrpedalzustellung und der ersten Fahrzeugreaktion, möglichst gering sein sollte. Als Erfahrungswert zeigt sich, dass eine Ansprechzeit unter $0,25 \text{ s}$ als akzeptabel angesehen werden kann.

d) Ampelstartmessung

Neben der Anfahrtdosierbarkeit werden bei der Daimler AG auch so genannte Ampelstartmessungen⁴⁴ durchgeführt. Dazu wird das Fahrzeug aus dem Stand mittels einer schnellen Vollastzustellung beschleunigt, wobei im Gegensatz zur „0 auf

⁴³ Vgl. Daimler AG - Messverfahrensbeschreibung – Anfahren.

⁴⁴ Vgl. Daimler AG - Messverfahrensbeschreibung – Ampelstart.

100 km/h Messung“ die Bremse vor der Betätigung des Fahrpedals bereits freigegeben ist. Zur Beschreibung des Anfahrvorgangs wird das Versuchsfahrzeug mit mehreren Sensoren ausgestattet, um insbesondere die Fahrpedalzustellung und die darauf folgende Fahrzeugreaktion in Form der Beschleunigung aufzunehmen. Zusätzlich wird auch die Geschwindigkeit durch einen Raddrehzahlsensor ermittelt. Für die Bewertung des Volllastanfahrverhaltens werden mehrere Fahrzeuge direkt miteinander verglichen. Dabei wird der Bereich bis 4 s nach der Fahrpedalzustellung betrachtet und als Kenngrößen werden die Zeiten bis zum Erreichen der 4 m, 10 m und 20 m Wegmarke bestimmt. Diese spiegeln den zeitlichen Beschleunigungsverlauf wider und zeigen in Verbindung mit der jeweiligen Fahrzeuggeschwindigkeit den für einen Kunden sichtbaren Wegvorsprung gegenüber dem Vergleichsfahrzeug auf. Eine entsprechende Darstellung ist in der Abb. 2.22 dargestellt.

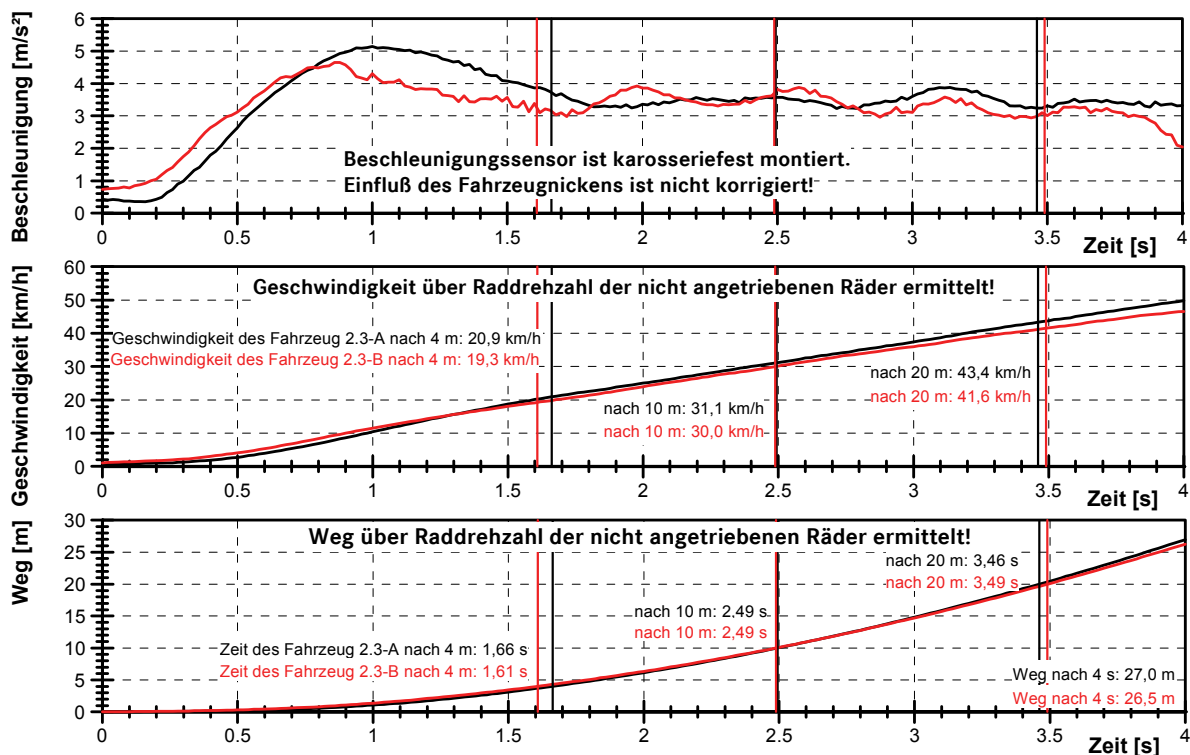


Abb. 2.22: Beschreibungsgrößen für einen Volllastanfahrvorgang

Mit Hilfe der Ampelstartmessungen können vergleichbare und kundenrelevante Kennwerte ermittelt werden. Das Verfahren ist jedoch aufgrund der schlechten Reproduzierbarkeit des Einkuppelvorgangs nicht auf Schaltgetriebefahrzeuge übertragbar. Deshalb werden diese bislang aus einer Konstantfahrt im bereits eingekuppelten Zustand bei einer Ausgangsdrehzahl von 1200 1/min vermessen. Da somit verschiedene Anfangsgeschwindigkeiten entstehen, wird bei der Auswertung der Wegvorsprung gegenüber einem mit Ausgangsgeschwindigkeit weiter rollenden Fahrzeug berechnet. Mit diesem können dann wiederum die Zeiten für die verschiedenen Wegmarken als Bewertungsgrößen herangezogen werden.

3 Versuchsbeschreibung

Wie bereits im Kapitel 2 aufgezeigt, wird der Beschleunigungsverlauf eines Fahrzeugs durch eine Vielzahl von fahrzeugspezifischen Größen beeinflusst. Folglich sind beispielsweise trotz identischer Fahrpedalzustellung vollkommen unterschiedliche Fahrzeugreaktionen möglich. Um diesbezüglich Zusammenhänge zum subjektiven Anfahreindruck aufzeigen zu können, sind insgesamt drei Probandenversuche vorgesehen. Diese werden im Folgenden vorgestellt und die dabei zugrunde gelegte Vorgehensweise beschrieben.

3.1 Untersuchungskriterien

Um zielgerichtet die Zusammenhänge zwischen der Fahrzeugbeschleunigung und dem subjektiven Anfahreindruck in Form von Korrelationsgleichungen bestimmen zu können, müssen zuerst geeignete objektive Beschreibungsgrößen, wie beispielsweise die Ansprechzeit des Motors oder die erreichte Maximalbeschleunigung, definiert werden. Einige dieser Beschreibungsgrößen können dabei in ihrer Wirkungsweise verschiedenartig sein. So kann zum Beispiel eine hohe Beschleunigung einen sportlichen und damit positiven Anfahreindruck hinterlassen, aber gleichzeitig auch die Dosierbarkeit der Antriebskraft deutlich beeinträchtigen. Um diesbezüglich gezielte Aussagen treffen zu können, werden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Bewertungskategorien für den subjektiven Anfahreindruck definiert. So sollen einige Beschreibungsgrößen im Hinblick auf komfortrelevante Aspekte bezüglich der Bequemlichkeit beziehungsweise der Annehmlichkeit⁴⁵ des Fahrverhaltens untersucht werden. Hierbei haben besonders die Bedienelemente sowie extreme Fahrzeugreaktionen einen Einfluss auf den subjektiven Anfahreindruck. Neben dem Komfort soll auch die Anfahr-dosierbarkeit bewertet werden. Der Begriff Dosierbarkeit beschreibt dabei die Beherrschbarkeit eines Fahrzeugs im Bezug auf alle vom Fahrer durchführbaren Bedienmöglichkeiten. Da diesbezüglich für das Teillastanfahren keine Differenzierung zwischen der subjektiven Komfortbeurteilung und der Dosierbarkeitsbewertung für Fahrzeugreaktionen erfolgen kann, werden beide Kategorien für diesen Bereich unter dem Thema Dosierbarkeit zusammengefasst. Als letzte Bewertungskategorie ist zudem auch die Anfahr-agilität⁴⁶ zu beachten. So fordert der Kunde nicht nur eine sehr gute Beherrschbarkeit der Fahrzeugreaktion sowie einen exzellenten Komforteindruck sondern erwartet gleichzeitig ein gewisses Maß an Sportlichkeit.

⁴⁵ Vgl. Brockhaus (2005).

⁴⁶ Die Begriffe Agilität und Fahrleistung werden in dieser Arbeit synonym verwendet.

Neben der Definition von Bewertungskategorien ist es auch sinnvoll, die unterschiedlichen Ansprüche an das Anfahrverhalten zu berücksichtigen. So wird beim Volllastanfahren vor allem die maximale Anfahrperformance des Fahrzeugs bewertet. Folglich können die Beschreibungsgrößen direkt auf den Volllastbeschleunigungsverlauf bezogen werden, was beispielsweise eine eindeutige Zuordnung zwischen der messbaren Maximalbeschleunigung oder dem Beschleunigungsbeginn und dem subjektiven Agilitätsseindruck ermöglicht. Im Teillastbereich ist der Beschleunigungsvorgang hingegen von der Fahrpedalzustellung abhängig, weshalb bei diesem Manöver stets ein eindeutiger Zusammenhang zwischen beiden objektiven Merkmalen hergestellt werden muss. Dazu kann beispielsweise die Beschleunigung bei unterschiedlicher Pedalzustellung aufgenommen werden und anhand dessen sind dann geeignete Beschreibungsgrößen definierbar. Diese müssen im Gegensatz zum Volllastanfahren nicht einen einzelnen Verlauf, sondern vor allem das Verhalten des Fahrzeugs bezüglich der Vielzahl der möglichen Pedalbetätigungen widerspiegeln. Aufgrund der differierenden Vorraussetzungen für die Definition der zu untersuchenden Beschreibungsgrößen erfolgt in dieser Arbeit eine Unterscheidung zwischen dem Teil- und dem Volllastanfahrverhalten.

Zudem müssen auch die verschiedenen Fahrzeugkonzepte beachtet werden. So verfügt ein Schaltgetriebefahrzeug über ein Kupplungspedal, was ein zweites Steuerungsinstrument für den Anfahrvorgang darstellt und damit zusätzliche kupplungsspezifische Untersuchungskriterien zur Folge hat. Aus diesem Grund wird eine weitere Differenzierung im Bezug auf das Anfahren über das Fahr- und das Anfahren über das Fahr- und Kupplungspedal durchgeführt. Insgesamt ergibt sich damit die in der Abb. 3.1 dargestellte Untersuchungsstruktur.

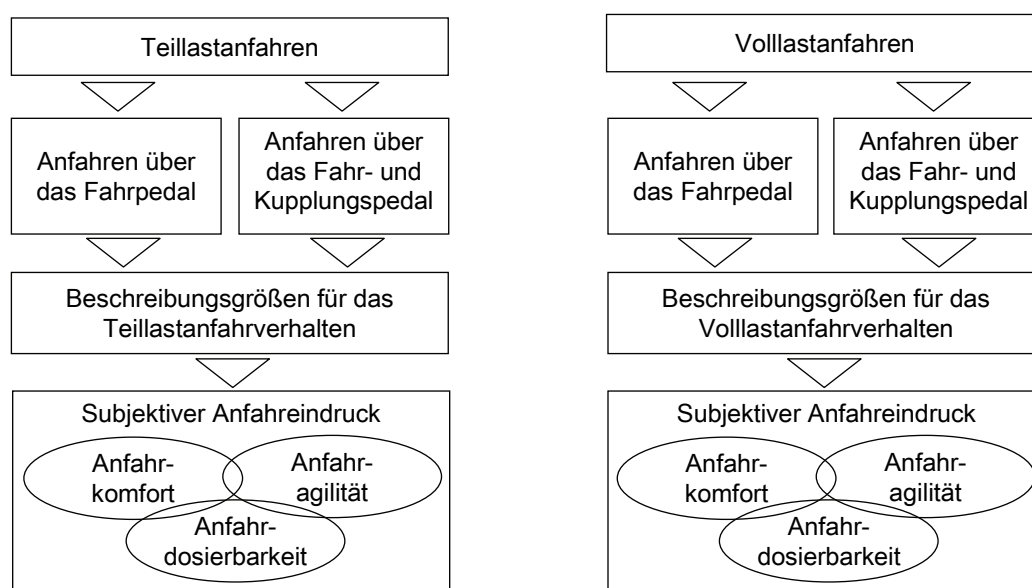


Abb. 3.1: Untersuchungsstruktur für die Objektivierung des Anfahrverhaltens

Mit Hilfe der vorgenommenen Strukturierung kann sowohl die AnfahrDOSierbarkeit, der Anfahrkomfort und die AnfahrAgilität als auch die Fahrsituation und das Fahrzeugkonzept berücksichtigt werden, was vor allem die Festlegung von detaillierten Beschreibungsgrößen ermöglicht. Diese sind nachfolgend aufgeführt und entsprechend der Untersuchungsdisziplinen gegliedert.

a) Teillastanfahren

Für das Teillastanfahren ist vor allem die Dosierbarkeit der Antriebskraft von entscheidender Bedeutung. So muss ein Fahrzeug beispielsweise beim Rangieren oder beim Anfahren auf vereister Fahrbahnoberfläche möglichst genau zu steuern sein, um damit sowohl die eigene als auch die Sicherheit anderer Verkehrsteilnehmer zu gewährleisten. Neben der Dosierbarkeit ist jedoch auch der subjektive Agilitätseindruck zu beachten. So sollen zum Beispiel auch Fahrzeuge mit geringer Motorleistung eine gewisse Sportlichkeit im Teillastbereich ausstrahlen und damit unter anderem der Forderung nach Fahrspaß gerecht werden. Zudem ist auch der Komfort bei der Bedienung der Steuerungselemente und dabei insbesondere die notwendige Kraft für die Kupplungsbetätigung von Relevanz. Um insgesamt sowohl für die Dosierbarkeit als auch für die Agilität und den Komfort teillastrelevante Auslegungskriterien zu erhalten, wird die subjektive Wirkung der in der Abb. 3.2 dargestellten Beschreibungsgrößen untersucht.

Untersuchungsumfänge für das Teillastanfahren über das Fahrpedal				
obj. Beschreibungsgrößen	AnfahrDOSierbarkeit	Anfahrkomfort	AnfahrAgilität	
Dosierbarkeitsgradient	X	←	X	
mittl. Ruck	X	←	X	
mittl. Ansprechzeit	X	←	X	
Fahrpedalleerweg	X	←	X	

Untersuchungsumfänge für das Teillastanfahren über das Fahr- und Kupplungspedal				
obj. Beschreibungsgrößen	AnfahrDOSierbarkeit	Anfahrkomfort	AnfahrAgilität	
Dosierbarkeitsgradient	X	←	X	
mittl. Ansprechzeit	X	←	X	
Fahrpedalleerweg	X	←	X	
Kupplungspedalweg	X	X	X	
Kupplungsgreifpunkt	X	X	X	
Kupplungspedalkraftverlauf	X	X	X	
Kupplungsgradient	X	←	X	

Abb. 3.2: Untersuchungsumfänge für das Teillastanfahren

b) Vollastanfahren

Bei einem Vollastanfahrvorgang wird insbesondere das maximale Beschleunigungsverhalten beurteilt. Bei Fahrzeugen ohne Kupplungspedal erfolgt hierfür stets eine

vollständige Fahrpedalzustellung, wodurch die Dosierbarkeit als Bewertungskriterium vernachlässigt werden kann. Somit müssen bei Automatikfahrzeugen ausschließlich der subjektive Agilitätseindruck und die von dem Beschleunigungsverlauf abhängigen Komfortkriterien untersucht werden. Dafür sind die in der Abb. 3.3 aufgezeigten Beschreibungsgrößen von besonderer Bedeutung.

Untersuchungsumfänge für das Volllastanfahren				
obj. Beschreibungsgrößen	Anfahrdosierbarkeit		Anfahrkomfort	Anfahrilität
Beschleunigungsverlauf	—		—	X
max. Beschleunigungsanstieg	—		X	—
Beschleunigungseinbruch	—		X	—
Ruckeln	—		X	—

Abb. 3.3: Untersuchungsumfänge für das Volllastanfahren

Da die Wahrnehmung der Beschleunigung unabhängig von dem Fahrzeugkonzept ist, müssen keine Bewertungsunterschiede zwischen dem Anfahren über das Fahr- und Kupplungspedal erfolgen. Es ist jedoch zu beachten, dass das Kupplungspedal ein weiteres Steuerungselement für den Anfahrvorgang darstellt und damit im Gegensatz zur schnellen Fahrpedalzustellung der Beschleunigungsverlauf bei Schaltgetriebefahrzeugen auch von der Art und Weise der Kupplungszustellung abhängt. Folglich hat der Fahrer einen direkten Einfluss auf die Beschleunigung, was unter anderem die Definition einer allgemeingültigen Messmethode deutlich erschwert. Zudem ergeben sich durch das Kupplungspedal auch zusätzliche Dosierbarkeitskriterien, wie beispielsweise die Regelbarkeit der Motordrehzahl beim Einkuppeln, welche für die Bewertung des Anfahrverhaltens ebenfalls von Relevanz sind, jedoch aufgrund der zeitlichen Begrenzung dieser Arbeit nicht untersucht werden können.

Insgesamt sind die in Abb. 3.2 und 3.3 dargestellten Beschreibungsgrößen sowie die Zustellstrategie beim Volllastanfahren mit Kupplung Gegenstand von Probandenversuchen mit dem Ziel, einen Zusammenhang zum subjektiven Anfahrereindruck herzustellen. Wie aus der Einteilung zu erkennen ist, müssen dabei einige Größen, wie beispielsweise die Ansprechzeit, im Hinblick auf verschiedene Wirkungen sowie bezüglich unterschiedlicher Fahrmanöver untersucht werden. Zudem stehen erfahrungsgemäß einige der Kriterien in einer Wechselwirkung⁴⁷ zueinander, sodass auch ihre Beeinflussung und Gewichtung beachtet werden muss. Weil sich dadurch ein hoher Arbeitsumfang ergibt, wird in diesem Kapitel nur die grundlegende Vorgehensweise erläutert sowie die Versuchsfahrzeuge und die versuchsübergreifenden Randbedingungen vorgestellt. Eine detaillierte Beschreibung zu den genauen Versuchsabläufen erfolgt im Rahmen der im Kapitel 4 und 5 aufgezeigten Auswertungen.

⁴⁷ Siehe dazu auch Kapitel 2.3

3.2 Versuchsfahrzeuge

Um bei den durchgeführten Probandenversuchen ein großes Spektrum an Beschreibungsgrößen untersuchen zu können und gleichzeitig den Einfluss visueller und auditiver Wahrnehmungen zu reduzieren, kommen spezielle Versuchsfahrzeuge zum Einsatz. Diese sind dem Versuchsziel entsprechend aufgebaut und werden nachfolgend beschrieben.

3.2.1 Versuchsfahrzeug A

Für die Untersuchung zum Teillastanfahrverhalten über das Fahrpedal wird das in der Abb. 3.4 dargestellte Fahrzeug mit Elektroantrieb verwendet. Bei dem Fahrzeug würde konzeptbedingt bereits unmittelbar nach der Pedalzustellung ein hohes Motormoment zur Verfügung stehen, was eine sehr ruckhafte Beschleunigungsreaktion zur Folge hätte. Deshalb wird die Stromstärke und damit die Momentenabgabe des Motors mittels spezieller Funktionen gedämpft. Diese sind in dem Motorsteuergerät hinterlegt und können mit der entsprechenden Software über eine Schnittstelle verändert werden. Da somit auch das Fahrverhalten beliebig variiert werden kann, eignet sich das Fahrzeug besonders gut für die Bewertung verschiedener Einflussgrößen, wie beispielsweise den Beschleunigungsaufbau oder die Ansprechzeit, auf den subjektiven Anfahrereindruck.


Versuchsfahrzeug A		
Motor	Elektro	
Antriebsart	Vorderradantrieb	
max. Leistung	65 kW	
max. Motormoment	210 Nm	
Getriebeart	feste Gangstufe	
i-Getriebe im 1. Gang	10,30	
i-Achsantrieb	-	
Bereifung VA + HA	Pirelli P3000 175/65 R15 48T	
r-dyn. gemessen	298,0 mm	
Versuchsgewicht	1670 kg	
Kilometerstand	55000 km	

Abb. 3.4: Versuchsfahrzeug A

Um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Fahrzeuge zu gewährleisten, muss jedoch zuerst eine geeignete Übertragungsfunktion entwickelt werden, mit der das Verhalten von konventionellen Fahrzeugen möglichst exakt abgebildet wird. Zum Abgleich werden hierfür mehrere Automatikgetriebefahrzeuge aus verschiedenen Leistungsklassen herangezogen. Darunter sind sowohl 4- als auch 8-Zylindermotoren, mit und ohne Aufladung. Anhand der aufgezeichneten Messdaten erfolgt anschließend die Festlegung der Übertragungsfunktion. Diese beinhaltet eine einstellbare Fahrpedalkennlinie in Form eines linearen Zusammenhangs zwischen der Fußwinkelzustellung und dem abgegebenen Motormoment, eine PT1-

Übertragungsfunktion zwischen der Fahrpedalzustellung und der Momentenabgabe sowie ein variables Totzeitglied für den Beginn der Fahrzeugreaktion.

Nach der Festlegung der Übertragungsfunktion muss der ausgearbeitete Algorithmus in das Versuchsfahrzeug integriert werden. Dieses verfügt bereits über ein modellbasierendes Steuergerät für die Applikation von Motorgrößen. Zur Verwaltung wird die Software INCA verwendet.⁴⁸ Diese unterstützt online⁴⁹ und offline Anpassungen von Kennwerten, Kennlinien und Kennfeldern. Aufbauend darauf wird die entwickelte Übertragungsfunktion in das vorhandene Modell des Steuergeräts integriert, um so die für den Probandenversuch notwendigen Verstellparameter zu realisieren. Anhand des anschließenden Abgleichs mit Messungen kann damit das Anfahrverhalten in Form der maximalen Beschleunigung, des Dosierbarkeitsgradienten, der mittleren Ansprechzeit, des mittleren Beschleunigungsaufbaus und des Fahrpedalleerwegs variiert werden. Um die Bedienung der Verstellparameter zu vereinfachen, wird zudem eine grafische Oberfläche erstellt. Mit dieser können die einzelnen Werte der Übertragungsfunktion beliebig geändert oder bereits abgestimmte Fahrzeugprofile geladen werden. In der Abb. 3.5 ist die verwendete Oberfläche dargestellt.

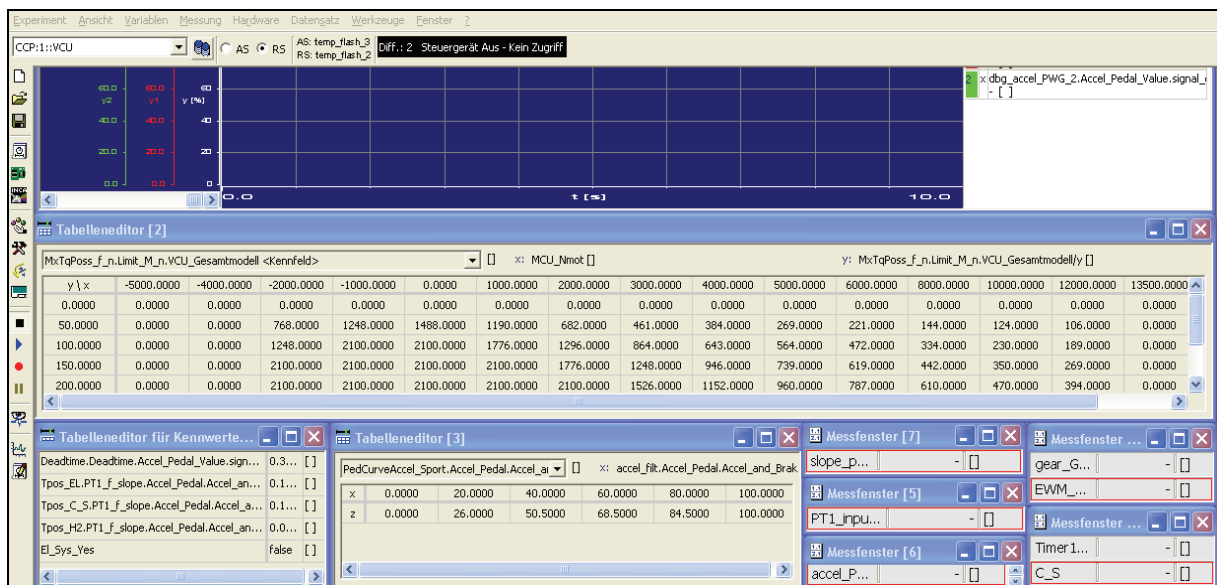


Abb. 3.5: Grafische Oberfläche für das Versuchsfahrzeug A

3.2.2 Versuchsfahrzeug B

Zur Ermittlung von Kriterien für den subjektiven Volllastanfahrereindruck wird ein weiteres Fahrzeug aufgebaut. Da bei den Versuchen vor allem ein breites Spektrum an Beschleunigungsverläufen und unter anderem auch der Einfluss unterschiedlicher

⁴⁸ Vgl. INCA (2004).

⁴⁹ Bezeichnung für den Zustand, bei dem eine Datenverbindung zwischen zwei Geräten besteht (Quelle: Brockhaus).

Maximalbeschleunigungen beachtet werden muss, ist ein Fahrzeug mit einer hohen Motorleistung erforderlich. Die technischen Daten des Versuchsfahrzeugs sind in der Abb. 3.6 dargestellt.

Versuchsfahrzeug B		
Motor	M273-E55	
Antriebsart	Heckantrieb	
max. Leistung	285 kW	
max. Motormoment	530 Nm	
Getriebeart	Automatik (7-Gang)	
i-Getriebe im 1.Gang	4,38	
i-Achsantrieb	2,65	
Bereifung VA + HA	Michelin Pilot Prim. 245/45 R17 91W	
r-dyn. gemessen	310,9 mm	
Versuchsgewicht	1850 kg	
Kilometerstand	11247 km	

Abb. 3.6: Versuchsfahrzeug B

Das Versuchsfahrzeug wird so umgebaut, dass das abgegebene Motormoment zeitlich gesteuert werden kann und damit unterschiedliche Vollastbeschleunigungsverläufe realisierbar sind. Hierzu kommt eine so genannte MicroAutoBox zum Einsatz. Diese stellt ein Echtzeitsystem dar und arbeitet unter anderem wie ein Steuergerät, ohne notwendige Eingriffe durch den Benutzer.⁵⁰ Um damit gezielte Beschleunigungsvorgänge erzeugen zu können, werden mit dem System die vom Fahrpedal abgegebenen analogen Signale eingelesen und ein neuer Verlauf zum Motorsteuergerät weitergeleitet. Die Abb. 3.7 verdeutlicht die prinzipielle Vorgehensweise.

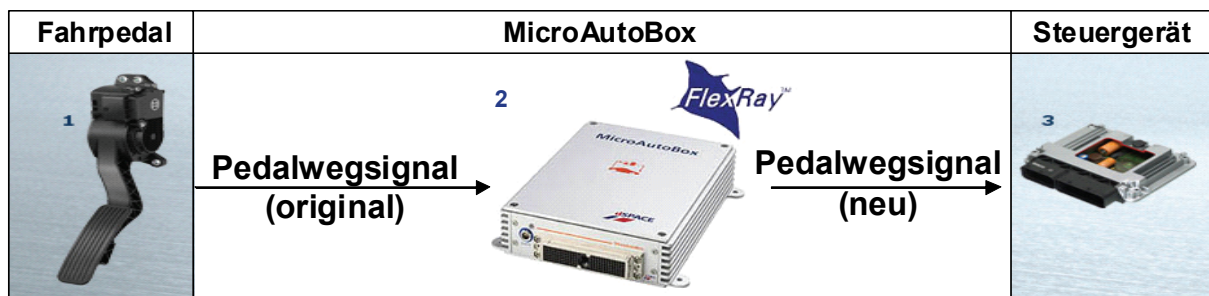


Abb. 3.7: Schematische Darstellung für die Signaländerung des Fahrpedals

Das Ausgangssignal des Fahrpedals hat während des Beschleunigungsvorgangs keinen Einfluss auf das abgegebene Motormoment und dient nur noch zur Festlegung der Startzeit für die Ausgabe des neuen Fahrpedalsignals. Das dazu notwendige Modell zur Signalverarbeitung wird mit Matlab/Simulink erstellt. Für die Verstellung der verschiedenen Modellparameter und insbesondere der generierten Fahrpedalweg-Zeit-Verläufe ist eine entsprechende Bedienoberfläche notwendig. Hierzu wird die zur MicroAutoBox dazugehörige Software ControlDesk verwendet. Mit dieser kann direkt auf das erstellte Matlabmodell zugegriffen werden, was eine einfache Variation der Modellparameter ermöglicht. Zudem erlaubt die Software auch

⁵⁰ Vgl. dSPACE (2007).

das Laden bereits abgespeicherter Profile, wodurch die Fahrpedalweg-Zeit-Verläufe innerhalb kurzer Zeit verändert werden können. Die Abb. 3.8 zeigt die erstellte Bedienoberfläche.

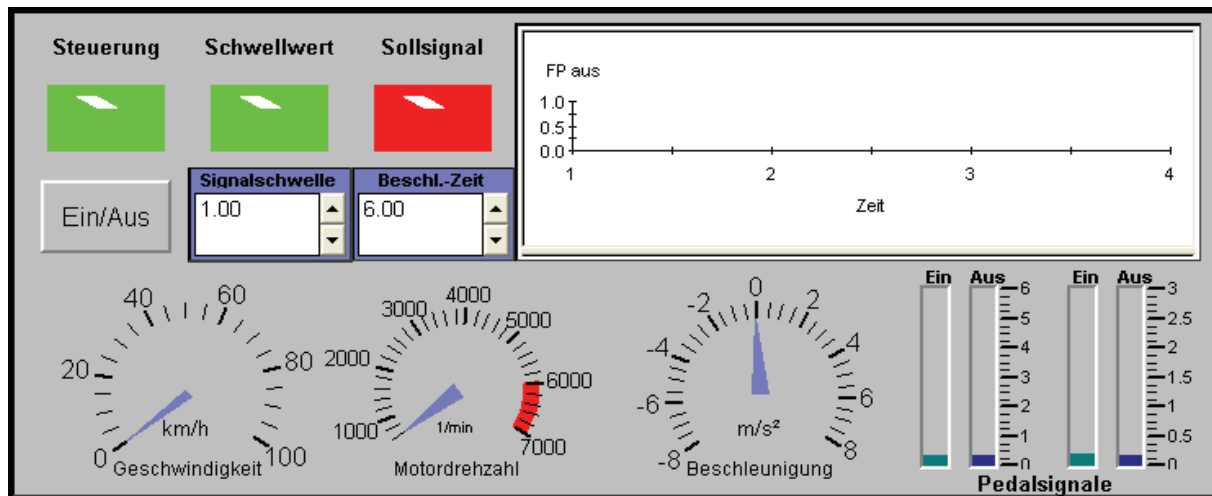


Abb. 3.8: Grafische Oberfläche für das Versuchsfahrzeug B

3.2.3 Versuchsfahrzeug C

Für die Untersuchung des Anfahrverhaltens mit Kupplungspedal ist ein weiterer Fahrzeugaufbau erforderlich, um das längsdynamische Verhalten sowohl über das Fahr- als auch das Kupplungspedal variieren zu können. Für die Umsetzung steht das aus dem Versuchsfahrzeug B bekannte System mit der bereits vorgestellten MicroAutoBox zur Verfügung. Mit dieser können analoge oder CAN-Signale eingelesen, entsprechend der Vorgaben eines Matlab/Simulink-Modells verändert und anschließend an ein Zielgerät weitergeleitet werden. Für die Variation des Fahrverhaltens über das Fahrpedal ist die Übernahme der Erkenntnisse aus den bisherigen Versuchsfahrzeugen nahezu vollständig möglich. So bildet das im Kapitel 3.2.2 entwickelte Simulationsmodell zur Änderung der Fahrpedalsignale die Grundlage der zielgerichteten Fahrzeugbeurteilung. Für die vollständige Bewertung werden zusätzlich auch die im Kapitel 3.2.1 ausgearbeiteten Funktionen in das Modell integriert. Damit können neben dem maximalen Motormomentenverlauf auch der Dosierbarkeitsgradient, die Ansprechzeit des Motors und der Leerweg des Fahrpedals variiert werden. Um zudem den Einfluss der Kupplung bewerten zu können, werden zusätzlich Kupplungssteller in das Versuchsfahrzeug eingebaut. Bei diesem von der Firma LuK entwickelten System wird die Kupplung mittels elektronischer Signale angesteuert. Um damit einen Zusammenhang zum Kupplungspedalweg herstellen zu können, wird dieses als Vorgabesignal verwendet und dient somit ausschließlich als Sensor zur Ansteuerung des Stellers. Durch die Änderung der Eingangssignale können anschließend die Kupplungseigenschaften, wie beispielsweise die Lage des Kupplungsgreifpunkts oder das Übertragungsverhalten, verändert

werden. Die Verarbeitung erfolgt wiederum über die MicroAutobox. Der prinzipielle Aufbau sowie die technischen Daten für das Versuchsfahrzeug sind in Abb. 3.9 dargestellt.



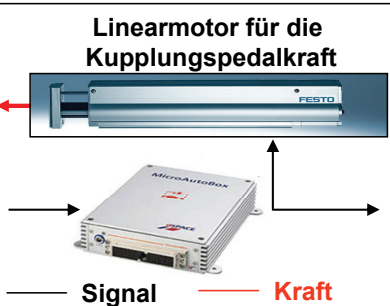
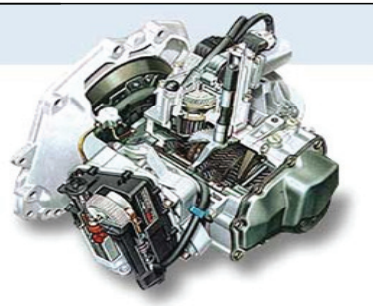
Versuchsfahrzeug C		
Motor	M271 DE18ML	
Antriebsart	Heckantrieb	
max. Leistung	125 kW	
max. Motormoment	250 Nm	
Getriebeart	Schaltgetriebe (6-Gang)	
i-Getriebe im 1. Gang	4,46	
i-Achsantrieb	3,07	
Bereifung VA + HA	ContiWinter Contact 205/55 R16 91H	
r-dyn. gemessen	306,6 mm	
Versuchsgewicht	1670 kg	
Kilometerstand	28000 km	
Fahr - und Kupplungspedal	Steuerungs- / Regelungssystem	Steller für Kupplungsverhalten
	<p>Linearmotor für die Kupplungspedalkraft</p>  <p>— Signal — Kraft</p>	

Abb. 3.9: Versuchsfahrzeug C

Zusätzlich zum Kupplungssteller wird auch ein Linearmotor in das Fahrzeug eingebaut. Dieser ist für die Variation der Kupplungspedalkraft vorgesehen. Dazu wird ein spezieller Regelungsalgorithmus entwickelt, welcher die Stromstärke und damit die Gegenkraft in Abhängigkeit vom Pedalweg festlegt.

Die Veränderung der einzelnen Modellparameter erfolgt über mehrere grafische Oberflächen. Für eine systematische Anordnung werden dabei die verschiedenen Einflussgrößen thematisch untergliedert. In der Abb. 3.10 sind beispielhaft die Verstellmöglichkeiten ausgewählter Kupplungseigenschaften dargestellt.

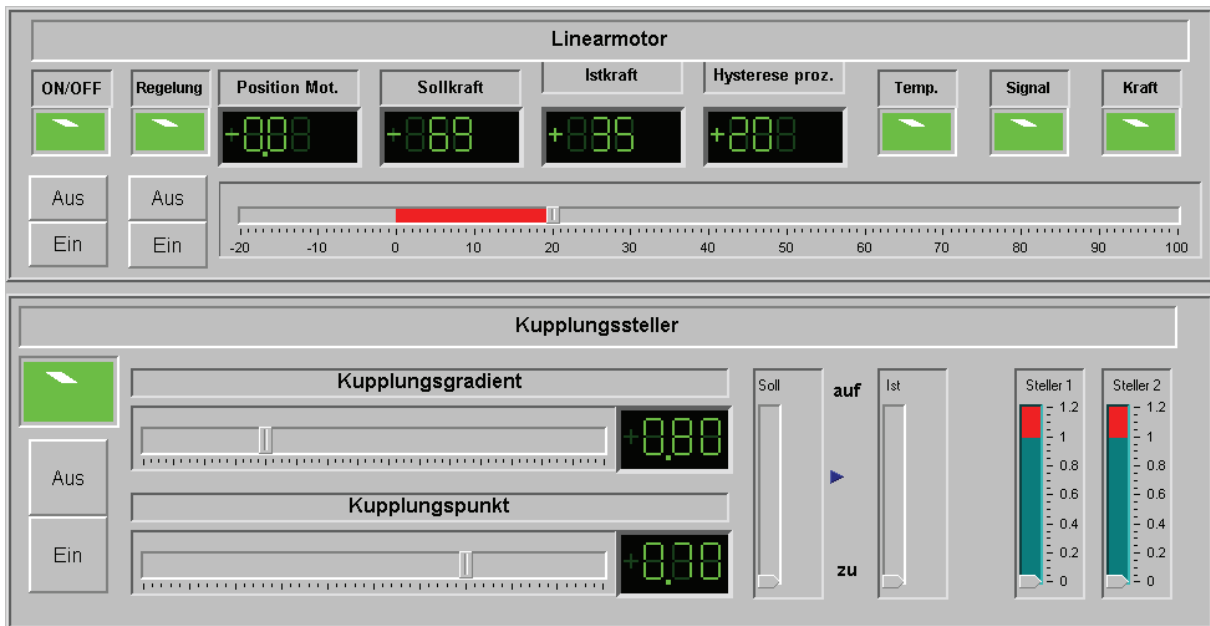


Abb. 3.10: Grafische Oberfläche für das Versuchsfahrzeug C

Die Erstellung der grafischen Oberfläche erfolgt wiederum über die Software Control-Desk. Mit dieser kann eine Netzwerkverbindung zur MicroAutoBox hergestellt und die einzelnen Parameter des Matlab/Simulink-Modells können online geändert werden.

3.3 Versuchsstrecke

Um das Fahrverhalten umfassend bewerten zu können, muss im Allgemeinen ein großes Spektrum an Straßenführungen und -oberflächen abgedeckt werden.⁵¹ Dafür bieten spezielle Testgelände eine gute Voraussetzung. Bei diesen stehen unter anderem Schnellbahnen mit teilweise überhöhten Kurven, mehrere Handlingskurse, große Fahrdynamikflächen mit Bewässerungsvorrichtungen sowie verschiedene Fahrbahnunebenheiten zur Generierung eines praxisnahen Bewertungsumfelds zur Verfügung. Um auf den Versuchsstrecken auch Manöver im Grenzbereich eines Fahrzeugs durchführen zu können, sind im Allgemeinen Auslaufzonen und Leitbeziehungsweise Fangvorrichtungen vorgesehen.

Bei den durchzuführenden Untersuchungen zum Anfahrverhalten sollen vor allem alltägliche Fahrsituationen, wie beispielsweise das Rangieren im Parkhaus, beachtet werden. Dazu wird das abgesperrte Testgelände der Daimler AG im Werk Sindelfingen genutzt. Da im Rahmen der Probandenversuche auch extreme Fahrzeugeinstellungen zur Bewertung vorgesehen sind, erfolgen für einen größtmöglichen Schutz der Probanden alle Untersuchungen auf der in der Abb. 3.11 dargestellten Fahrdynamikfläche.

⁵¹ Vgl. Heißling / Brandl (2002), S. 36 ff.

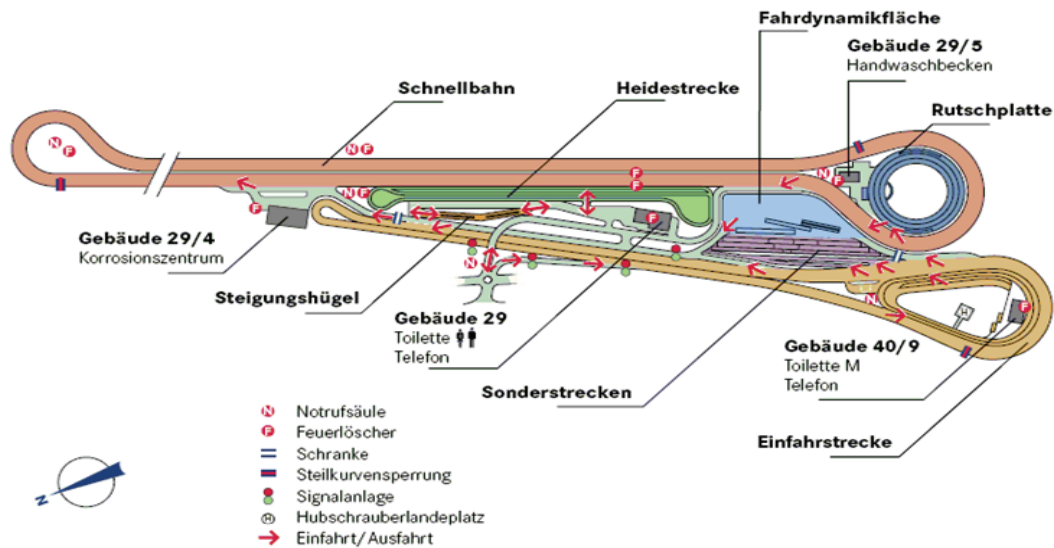


Abb. 3.11: Versuchsstrecke

Bei der Versuchsstrecke handelt es sich um eine ebene Fläche mit einer Länge von 150 m und einer maximalen Breite von 60 m, wodurch unter anderem eine ausreichende Sicherheitszone zur Verfügung steht. Neben dem Sicherheitsaspekt bietet diese zudem auch den Vorteil, dass die Probanden das Anfahrverhalten ohne störende Verkehrseinflüsse bewerten können.

3.4 Versuchsteilnehmer

Für die objektive Beurteilung des Anfahrverhaltens soll im Rahmen dieser Arbeit vor allem der subjektive Eindruck eines Normalfahrers aufgezeigt werden. Der Begriff Normalfahrer beschreibt dabei eine Person, die ausreichend Erfahrung im Führen eines Kraftfahrzeugs besitzt, sich jedoch nicht aktiv mit Fahrzeugversuchen beschäftigt. In der Literatur wird häufig davor gewarnt, dass Untersuchungen mit Normalfahrern, aufgrund der großen Varianz der Bewertungsergebnisse, teilweise nur zu einem mäßigen Erfolg führen.⁵² So kann ein schlechtes Urteil beispielsweise sowohl durch einen sehr kritischen Beurteiler als auch durch einen, im Vergleich zu den restlichen Ergebnissen, abweichenden Komfortanspruch entstehen. Eine explizite Aussage wäre somit nur durch eine genaue Probandengruppierung und eine entsprechende Einzelauswertung oder Gewichtung der Ergebnisse möglich. Ein weiteres Problem bei Probandenversuchen mit Normalfahrern ist ihre fehlende Erfahrung, zum Beispiel bei der Fahrzeugführung im Grenzbereich. Folglich werden die Untersuchungskriterien häufig zu konservativ bewertet, was die Objektivierung negativ beeinflusst. Um die aufgeführten Nachteile zumindest teilweise zu reduzieren, nehmen neben den Normalfahrern auch mehrere Experten an den Versuchen teil. Für die Gewährleistung eines repräsentativen Spektrums an

⁵² Vgl. Riedel / Arbiger (1997).

unterschiedlichen Fahrern werden sowohl Frauen als auch Männer verschiedener Altersgruppen als Probanden berücksichtigt. Da das ausgewählte Testgelände ausschließlich für Mitarbeiter der Daimler AG zugänglich ist, können auch nur diese als Versuchspersonen herangezogen werden. In der Abb. 3.12 sind die Probandenverteilungen in tabellarischer Form aufgeführt.

Teilnehmer	Probandenverteilung		
	Probandenversuch 1	Probandenversuch 2	Probandenversuch 3
Gesamtanzahl	22	15	20
Männer	20	14	17
Frauen	2	1	3
Experten	10	3	6
Normalfahrer	12	12	14
jüngster Teilnehmer	19	20	20
ältester Teilnehmer	55	56	56

Abb. 3.12: Probandenverteilung

Da mehrere Versuche mit unterschiedlicher Probandenverteilung stattfinden, soll an dieser Stelle auf eine genaue statistische Auswertung verzichtet werden.

3.5 Bewertungssysteme

Um mit den vorgegebenen Untersuchungsgrößen einen Zusammenhang zum subjektiven Anfahrereindruck herstellen zu können, sollen die für die Objektivierung notwendigen Daten zur Korrelation⁵³ aus den verschiedenen Probandenversuchen ermittelt werden. Dafür sind geeignete Bewertungssysteme notwendig, mit denen eine einfache Fahrzeugbeurteilung sowie eine gute Reproduzierbarkeit zu gewährleisten ist. In der Praxis kommen diesbezüglich vor allem zwei Bewertungsverfahren zum Einsatz.

So versuchen indirekte Beurteilungssysteme die Veränderungen beim Probanden zu erfassen, um daraus Rückschlüsse auf das zu bewertende Kriterium zu ziehen. Hierfür wird diesem meistens eine definierte Aufgabe gestellt, welche ein Indikator für das Untersuchungskriterium ist, jedoch mit dem nicht in Bezug steht. Ein Beispiel dafür ist die Beeinflussung motorischer Fähigkeiten durch anhaltende Vibrationen.⁵⁴ Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in der geringen Verzerrung der Ergebnisse durch persönliche Vorlieben. Nachteilig ist jedoch die notwendige Ablenkung der Versuchsperson von der eigentlichen Aufgabe, was sich bei der aktiven Durchführung und Bewertung von Fahreigenschaften als schwierig gestaltet. Deshalb wird im Rahmen dieser Arbeit auf dieses Beurteilungssystem verzichtet.

⁵³ Ist die Beziehung zwischen verschiedenen Größen, wie beispielsweise der Temperatur und der empfundene Wärme.

⁵⁴ Vgl. Meloni (1991).

Eine andere Bewertungsmöglichkeit bietet das direkte Verfahren, bei dem der Beurteiler gezielt nach seinen persönlichen Eindrücken befragt wird. Da die Beschreibungen häufig mittels verbaler Angaben erfolgen, muss ein Verfahren zur Umwandlung in numerische Werte angewendet werden.⁵⁵ Aus diesem Grund kommen Bewertungssysteme zum Einsatz, die einen direkten Zusammenhang zwischen dem subjektiven Eindruck des Probanden und einer Notenskala herstellen. Ein Beispiel dafür ist in der Abb. 3.13 dargestellt.

Bewertung	derzeit optimal	sehr gut	gut	noch gut	befriedigend	genügend	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	völlig ungenügend
Noten	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1

Abb. 3.13: Direktes Bewertungssystem

Bei der Durchführung von Probandenversuchen muss jedoch die Subjektivität der Beurteiler und deren Erfahrungsgrundlage berücksichtigt werden. Deshalb hat sich besonders bei Versuchen mit Laien die Einführung einer Zwei-Ebenen-Intensitätsskala etabliert, um die Bewertungen nochmals zu verbessern und die Streuungen zu reduzieren. Wie in der Abb. 3.14 ersichtlich ist, wird dabei die Bewertung mittels einer Vorbeurteilung aufgesplittet. Damit kann der Bewertungsbereich vorab eingegrenzt werden, bevor in der zweiten Ebene die genaue Festlegung der Note erfolgt.⁵⁶

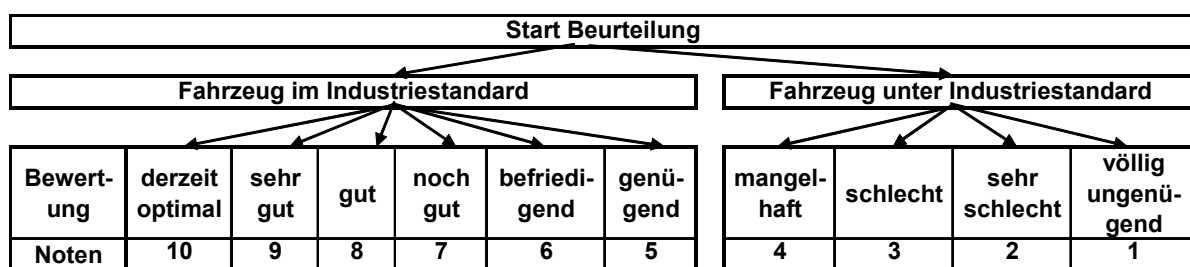


Abb. 3.14: Direktes Bewertungssystem mit einer Zwei-Ebenen-Intensitätsskala

Da sich die zweistufige Methode sehr gut für die Beurteilung von vorgegebenen Beschreibungsgrößen eignet und auch für Laien eine leicht verständliche Bewertung ermöglicht, wird diese den im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuchen zugrunde gelegt. Für eine möglichst genaue Bewertung kommen jedoch mehrere Systeme mit angepassten Maßstäben zum Einsatz. Ihr detaillierter Aufbau wird bei den im Kapitel 4 und 5 durchgeführten Auswertungen beschrieben.

3.6 Messgrößen

Um den Bewertungen der Probanden messbare Größen gegenüberstellen zu können, werden alle Versuchsfahrzeuge mit verschiedenen Sensoren ausgestattet. Für den subjektiven Anfahrereindruck ist diesbezüglich vor allem die spürbare

⁵⁵ Vgl. Aigner (1982).

⁵⁶ Vgl. Käßler (1993).

Vortriebskraft in Form der Fahrzeugbeschleunigung maßgebend. Die Bestimmung dieser Größe kann mit einem Beschleunigungsaufnehmer erfolgen, der je nach Anforderung karosseriefest oder auf einer kreiselstabilisierenden Plattform befestigt ist. Die Stabilisierung verhindert eine Verzerrung der Ergebnisse durch Komponenten der Erdbeschleunigung bei Nick- oder Wankbewegungen. Für die Bestimmung der vom Fahrer empfundenen Anfahrbeschleunigung müssen jedoch die Nickbewegungen berücksichtigt werden. Deshalb sind bei den Untersuchungen alle Testfahrzeuge mit karosseriefesten Beschleunigungssensoren ausgestattet. Um einen Zusammenhang zwischen der vom Fahrer gewünschten und der realen Fahrzeugreaktion herzustellen, sind jedoch noch weitere relevante Größen zu beachten. Für diesen Zweck werden neben der Beschleunigung auch die Pedalstellungen in Form des Fahr- und Kupplungspedalwegs mit Linearpotentiometern aufgezeichnet. Bei den Untersuchungen mit Schaltgetriebefahrzeugen ist zudem die Motordrehzahl für eine vollständige Bewertung des Anfahrverhaltens unabdingbar. Diese wird über die CAN-Bus-Schnittstelle der Fahrzeuge abgegriffen. Die sich insgesamt ergebende Messkette ist in der Abb. 3.15 aufgezeigt.

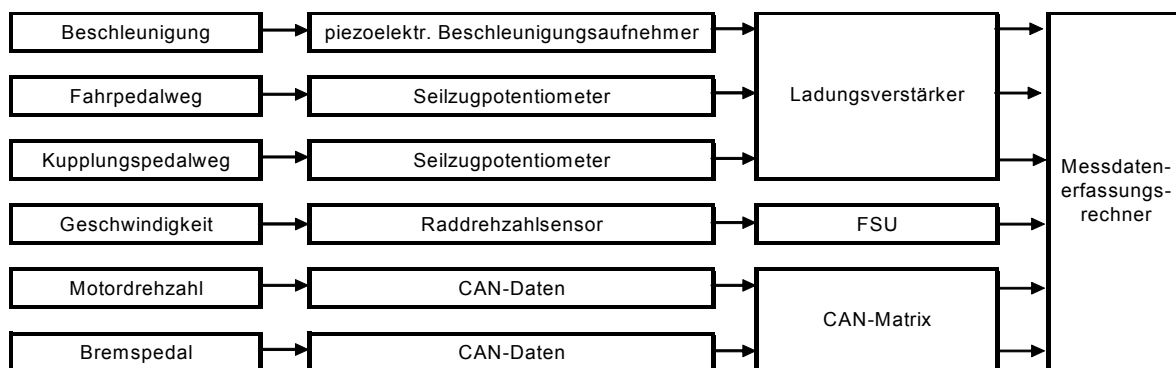


Abb. 3.15: Messkette

Wie aus der Abb. ersichtlich ist, werden auch teilweise die Fahrzeuggeschwindigkeit und der Bremspedalwert erfasst. Die Größen dienen dabei jedoch nicht zur Ermittlung von objektiven Beschreibungsmerkmalen sondern werden ausschließlich zur Automatisierung der Messsoftware verwendet.

3.7 Objektivierungsmethoden

Zur Bestimmung der Beziehung zwischen einer messbaren Größe und dem subjektiven Eindruck werden Objektivierungen durchgeführt. Um dabei die bestmöglichen Ergebnisse zu erzielen, hat sich eine Vorgehensweise etabliert, die die Zusammenhänge mittels statistischer Korrelations- und Regressionsanalysen ermittelt.⁵⁷ Diese bilden die Grundlage für die Auswertung der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen und werden im Folgenden näher beschrieben.

⁵⁷ Vgl. Kudritzki (1995).

Für die Anwendung der Korrelations- und Regressionsanalysen müssen die Ergebnisse aus den Probandenversuchen zuerst auf Ausreißer hin überprüft werden. Ein Ausreißer ist in der Statistik als ein Punkt definiert, der allgemein nicht der Erwartung entspricht. Diese wird häufig mit Hilfe des Mittelwerts und des Streuungsmaßes ausgedrückt.⁵⁸ Die Abb. 3.16 verdeutlicht den beschriebenen Zusammenhang.

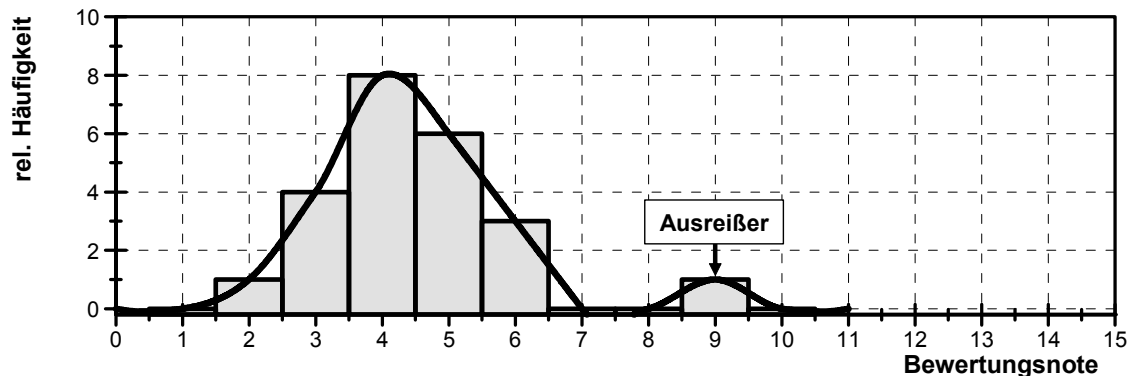


Abb. 3.16: Ausreißerbeispiel anhand einer Häufigkeitsverteilung

Um einen Ausreißer zu identifizieren, werden die Subjektivurteile mittels definierter Methoden auf Plausibilität hin überprüft. Im Rahmen dieser Arbeit wird dafür der Ausreißertest nach Nalimov angewendet. Bei diesem wird die Verteilung der Bewertungsnoten für jedes Ergebnis als eine Stichprobe vom Umfang n dargestellt und für jede Bewertungsnote x eine Testgröße

$$r^* = \frac{|x^* - \bar{x}|}{s} \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}} \quad (3.1)$$

mit:

- r^* = Testgröße,
- x^* = zu untersuchender Wert,
- \bar{x} = arithmetischer Mittelwert,
- s = Standardabweichung,
- n = Stichprobenumfang,

berechnet. Durch den Vergleich des berechneten Werts r^* mit einem kritischen Wert r kann die Bewertungsnote x dem Ausreißer- oder Stichprobenumfang zugeordnet werden. Der kritische Wert r berücksichtigt dabei den Stichprobenumfang n sowie das Signifikanzniveau und kann aus Tabellen entnommen werden.⁵⁹ Nach der Identifikation des größten Ausreißers muss der Mittelwert sowie die Standardabweichung ohne diesen neu berechnet und der Vorgang wiederholt werden. Abschließend wird mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit von einem ausreißerfreien Stichprobenumfang ausgegangen.

⁵⁸ Vgl. Stahel (2002), S. 171; Bartsch (1999), S. 585; Bley Müller / Gehlert / Gülicher (2000), S. 15; Kaiser / Mühlbauer (1983), S. 21 ff.

⁵⁹ Vgl. Streck (2004), S. 213.

Neben einem ausreißerfreien Stichprobenumfang müssen die Beurteilungen für die Anwendung statistischer Methoden auch auf Normalverteilung hin überprüft werden. Dafür wird in dieser Arbeit das Kolmogoroff-Smirnow-Verfahren⁶⁰ verwendet, welches gegenüber anderen Verfahren keine Mindestanforderung an einzelne Klassen stellt und deshalb besonders für kleinere Versuchsumfänge geeignet ist. Mit dem Verfahren wird überprüft, ob eine Funktion $F(x)$ die Verteilungsfunktion einer Grundgesamtheit darstellt aus der die Stichprobe entnommen wurde. Die Einzelwerte der Benotungen müssen dazu in aufsteigender Reihenfolge geordnet werden. Durch Summenbildung der relativen Häufigkeiten berechnet sich dann eine Näherungsfunktion der hypothetischen Verteilungsfunktion $F(x)$. Als Gütekriterium für die Näherungsfunktion wird die betragsmäßig größte Abweichung

$$a = \max |\bar{F}(x) - F(x)| \quad (3.2)$$

mit: a = Abweichung,
 $\bar{F}(x)$ = Näherungsfunktion,
 $F(x)$ = hypothetische Funktion,

herangezogen. Eine normalverteilte Grundgesamtheit der Bewertungen ist gegeben, wenn die betragsmäßig größte Abweichung a kleiner als ein kritischer Wert c ist. Dieser kann wiederum in Abhängigkeit vom Stichprobenumfang n und der Signifikanzzahl aus Tabellen entnommen werden.⁶¹

Nehmen an den Versuchen verschiedene und eindeutig trennbare Personengruppen, wie zum Beispiel Experten und Normalfahrer, teil, muss vor einer Zusammenführung der Bewertungen überprüft werden, ob beide Mittelwerte zu einem gemeinsamen Gesamtmittelwert gehören oder sich gegebenenfalls signifikant unterscheiden. Eine Beurteilung der beiden vorerst getrennt zu beachtenden Stichprobenumfänge erfolgt mittels eines Zweistichprobentests (t-Test). Dafür wird zuerst eine Prüfgröße

$$\tau = \left| \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_2}{s_d} \right| \cdot \sqrt{\frac{n_1 \cdot n_2}{n_1 + n_2}} \quad (3.3)$$

$$s_d = \sqrt{\frac{(n_1 - 1) \cdot s_1^2 + (n_2 - 1) \cdot s_2^2}{n_1 + n_2 - 2}} \quad (3.4)$$

mit: τ = Prüfgröße,
 $\bar{x}_{1,2}$ = Mittelwert der Stichprobe,
 $s_{1,2}$ = Standardabweichung der Stichprobe,
 s_d = gewichtete Standardabweichung,
 $n_{1,2}$ = Anzahl der Bewertungen der Stichprobe,

⁶⁰ Vgl. Bleymüller / Gehlert / Gülicher (2000), S. 133 ff.

⁶¹ Vgl. Streck (2004), S. 208.

berechnet. In Abhängigkeit von der statistischen Sicherheit und der Anzahl der Freiheitsgrade kann der Student-Verteilung anschließend der relevante Vergleichswert entnommen werden.⁶² Für den Fall

$$\tau < t(95\%) \quad (3.5)$$

ist kein wesentlicher Unterschied bei den Mittelwerten feststellbar und beide Stichprobenumfänge können, wenn sich auch die Standardabweichungen nicht signifikant unterscheiden, zu einem Gesamtumfang zusammengeführt werden. Die notwendige Beurteilung der Standardabweichungen zweier Stichproben erfolgt mit Hilfe des so genannten F-Tests. Dabei wird zuerst eine Prüfgröße

$$PF = \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^2 \geq 1 \quad (3.6)$$

mit: PF = Prüfgröße,
s = Standardabweichung,

berechnet. In Abhängigkeit von der statistischen Sicherheit und den Freiheitsgraden kann ein theoretischer F-Wert aus Tabellen entnommen und mit der Prüfgröße verglichen werden.⁶³ Für den Fall das die Prüfgröße kleiner als die Vergleichsgröße ist, liegen keine signifikanten Unterschiede vor und beide Stichprobenumfänge sind aus statistischer Sicht uneingeschränkt zusammenfassbar.

Für die anschließende Objektivierung müssen zuerst Größen zur Beschreibung der subjektiven Kriterien definiert werden. Dazu wird im Allgemeinen anhand von Messungen eine Betrachtung aller möglichen Einflussmerkmale durchgeführt. Mit Hilfe der Regressionsanalyse werden dann einfache mathematische Modelle gesucht, welche das Bewertungskriterium aus einem oder mehreren objektiven Werten möglichst genau beschreiben. Es ist somit ein Verfahren, bei dem aus gegebenen Wertepaaren funktionale Zusammenhänge entstehen. Die Abb. 3.17 verdeutlicht die Vorgehensweise beispielhaft.

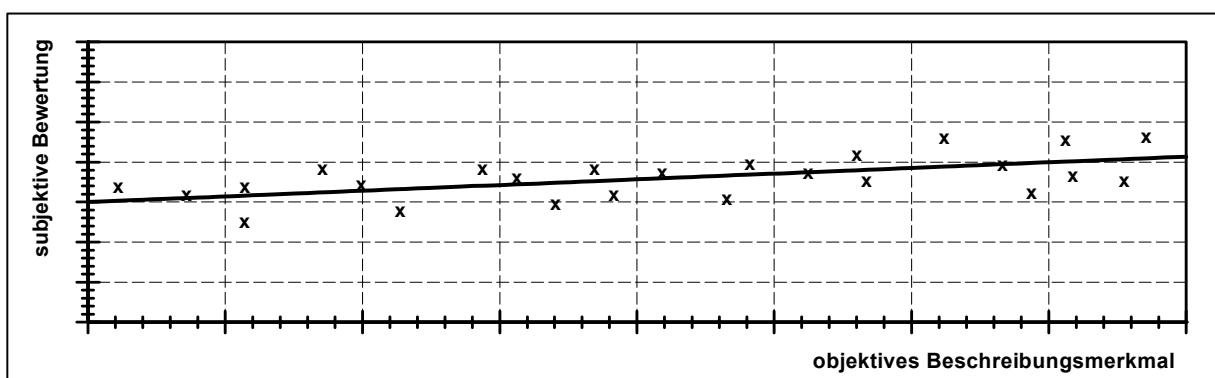


Abb. 3.17: Regressionsanalyse

⁶² Vgl. Stahel (2002), S. 740.

⁶³ Vgl. Streck (2004), S. 209.

Da die Werte der abhängigen Variablen einer Streuung aus verschiedenen Einflüssen unterliegen, können die Funktionszusammenhänge ausschließlich mit statistischen Verfahren ermittelt werden. Die Abhängigkeit der Variablen kann dabei jeden mathematischen Zusammenhang annehmen. So können sowohl lineare als auch nichtlineare Modellfunktionen zum Einsatz kommen. Die allgemeine Form der einfachen linearen Regressionsgleichung lautet:

$$BN = b_0 + b_1 \cdot a \quad (3.7)$$

mit: BN = Bewertungsnote,
 b_0, b_1 = Regressionskoeffizienten,
 a = charakteristisches Beschreibungsmerkmal.

Bei einer einzelnen Beschreibungsgröße müssen demzufolge 2 Regressionskoeffizienten so abgeschätzt werden, dass sich die berechneten Noten möglichst genau mit denen im Versuch ermittelten Noten decken. Die Bestimmung der Regressionskoeffizienten erfolgt dabei mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate und als Maß für die Güte der Anpassung dient das Bestimmtheitsmaß

$$R^2 = \frac{\sum_i (BN_{ber,i} - \overline{BN_{Vers}})^2}{\sum_i (BN_{Vers,i} - \overline{BN_{Vers}})^2} = \frac{\text{erklärte Variation}}{\text{beobachtete Variation}} \quad (3.8)$$

mit: BN_{Vers} = Bewertungsnote aus dem Versuch,
 BN_{ber} = Bewertungsnote berechnet,
 $\overline{BN_{Vers}}$ = Mittelwert der Bewertungsnoten aus dem Versuch,
 $\overline{BN_{ber}}$ = Mittelwert der berechneten Bewertungsnoten.

Das Bestimmtheitsmaß nimmt Werte zwischen 0 und 1 an und verdeutlicht, wie groß der Anteil der erklärbaren Aussagen ist.⁶⁴ Das Modell ist umso aussagekräftiger, je näher der Wert an 1 liegt.

Bei Modellen mit mehr als einer unabhängigen Variablen muss zudem eine Auswahl der in das Regressionsmodell aufzunehmenden Variablen getroffen werden. Dafür wird grundsätzlich zwischen vorwärts- und rückwärtsgerichteter Selektion unterschieden. Bei der Vorwärtsselektion werden zuerst alle Einfachregressionen berechnet. Dafür wird der Zusammenhang der Variablen mit der vorgegebenen linearen Beziehung durch einen F-Test überprüft und die Variable mit dem größten Erklärungsgehalt in das Modell aufgenommen.⁶⁵ Im Anschluss erfolgt eine Wiederholung der Vorgehensweise für alle möglichen Regressionskombinationen bis keine Variable mehr einen signifikanten partiellen F-Wert aufweist. Die Rückwärtsselektion kann als Umkehrung der Vorwärtsselektion angesehen werden.

⁶⁴ Vgl. Bleymüller / Gehlert / Gülicher (2000), S. 143 ff.

⁶⁵ Vgl. Werner (1997).

Dabei werden zuerst alle möglichen Variablen in das Modell aufgenommen und nacheinander diejenigen mit dem geringsten Erklärungsgehalt eliminiert.⁶⁶ Sowohl bei der Vorwärts- als auch bei der Rückwärtsselektion verbleiben abschließend nur Variablen im Modell, die ein definiertes Aufnahmekriterium erfüllen.

Neben der Vorwärts- und Rückwärtsselektion ist in der Fachliteratur auch die so genannte schrittweise Regression aufgeführt.⁶⁷ Diese kann als eine Kombination der beiden vorhergehenden Verfahren angesehen werden. Wie bei der Vorwärtsselektion wird dafür nacheinander die Variable mit dem jeweils größten Erklärungsgehalt in das Modell aufgenommen. Zwischen jedem Aufnahmeschritt erfolgt jedoch mit Hilfe der Rückwärtsselektion ein Signifikanztest, um diejenigen Variablen mit einem zu kleinen partiellen F-Wert aus dem Modell zu eliminieren. Somit werden zusätzlich zu den Schritten des Vorwärtsselektions-Algorithmus alle Variablen daraufhin getestet, ob ihr Beitrag signifikant ist, nachdem eine neue Variable hinzugefügt wurde. Das kann zu der Elimination einer schon gewählten Variablen führen, wenn diese wegen ihrer Beziehung zu den anderen Größen überflüssig geworden ist. Insgesamt lassen sich damit vor allem die Nachteile der Vorwärts- und Rückwärtsselektion vermeiden, weshalb dieses Verfahren im Rahmen der vorliegenden Arbeit zum Einsatz kommt. Bei der Bestimmung der Modellgüte ist jedoch zu beachten, dass das Bestimmtheitsmaß durch die weiteren unabhängigen Variablen erhöht werden kann, ohne dass sich die Modellqualität verbessert. Deshalb wird bei einem multiplen Regressionsmodell⁶⁸ das korrigierte Bestimmtheitsmaß

$$R_{\text{kor}}^2 = R^2 - \frac{n_p \cdot (1 - R^2)}{n_B - n_p - 1} \quad (3.9)$$

mit: R_{kor} = korrigiertes Bestimmtheitsmaß,
 R = Bestimmtheitsmaß,
 n_p = Anzahl der unabhängigen Variablen,
 n_B = Anzahl der Beobachtungen.

verwendet, welches nur bedingt mit der Anzahl der unabhängigen Variablen ansteigt.

3.8 Gesamtüberblick

Für die Objektivierung des Anfahrverhaltens werden in dieser Arbeit mehrere Versuche mit unterschiedlichen Zielsetzungen durchgeführt. Die Abb. 3.18 gibt bezüglich der Untersuchungsumfänge einen zusammenfassenden Überblick.

⁶⁶ Vgl. Bortz (1993).

⁶⁷ Vgl. Bleymüller / Gehlert / Gülicher (2000), S. 171 ff.

⁶⁸ Modell mit mehreren unabhängigen Variablen.

	Teillastanfahren (Kap. 4)					Volllastanfahren (Kap. 5)				
	Anfahren über das Fahrpedal (Kap. 4.1)		Anfahren über das Fahr- und Kupplungspedal (Kap. 4.2)			Anfahren über das Fahrpedal (Kap. 5.1 u. 5.2)			Anfahren über das Fahr- und Kupplungspedal (Kap. 5.3)	
	Anfahr- dosierbarkeit (Kap. 4.1)	Anfahr- komfort (Kap. 4.1)	Anfahr- agilität (Kap. 4.1)	Anfahr- dosierbarkeit (Kap. 4.2)	Anfahr- komfort (Kap. 4.2)	Anfahr- agilität (Kap. 4.2)	Anfahr- dosierbarkeit (Kap. 5.1)	Anfahr- komfort (Kap. 5.1)	Anfahr- dosierbarkeit (Kap. 5.2)	Anfahr- komfort (Kap. 5.3)
untersuchte Beschreibungsgrößen	Dosierbarkeitsgradient (Kap. 4.1.2-4.1.3)	Dosierbarkeitsgradient (Kap. 4.1.2)	Dosierbarkeitsgradient (Kap. 4.2.3-4.2.4)	Dosierbarkeitsgradient (Kap. 4.2)	Dosierbarkeitsgradient (Kap. 4.1.3)	max. Beschleunigungsanstieg (Kap. 5.1.1)	Vollastbeschleunigungsverlauf (Kap. 5.2)	kundennahe Bewertungsmethode		
	Fahrzeug A	Fahrzeug A	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug A	Fahrzeug B	div. Serientfzge		
	mittlerer Ruck (Kap. 4.1.2-4.1.3)	mittlerer Ruck (Kap. 4.1.2)	mittlere Ansprechzeit (Kap. 4.2.3-4.2.4)	mittlere Ansprechzeit (Kap. 4.2)	mittlere Ansprechzeit (Kap. 4.2.3)	Beschleunigungseinbruch (Kap. 5.1.2)				
	Fahrzeug A	Fahrzeug A	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug B				
	mittlere Ansprechzeit (Kap. 4.1.2-4.1.3)	mittlere Ansprechzeit (Kap. 4.1.2)	Fahrpedalleerweg (Kap. 4.2.3-4.2.4)	Fahrpedalleerweg (Kap. 4.2.3)	Fahrpedalleerweg (Kap. 4.2.3)	Ruckeln (Kap. 5.1.3)				
	Fahrzeug A	Fahrzeug A	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C				
	Fahrpedalleerweg (Kap. 4.1.2-4.1.3)	Fahrpedalleerweg (Kap. 4.1.2)	Kupplungsgradient (Kap. 4.2.3-4.2.4)	Kupplungsgradient (Kap. 4.2.3)	Kupplungsgradient (Kap. 4.2.3)					
	Fahrzeug A	Fahrzeug A	Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C					
			Kupplungs-pedalweg (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-pedalweg (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-pedalweg (Kap. 4.2.2)					
			Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C					
			Kupplungs-greifpunkt (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-greifpunkt (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-greifpunkt (Kap. 4.2.2)					
			Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C					
		Kupplungs-pedal-kraftverlauf (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-pedal-kraftverlauf (Kap. 4.2.2)	Kupplungs-pedal-kraftverlauf (Kap. 4.2.2)						
		Fahrzeug C	Fahrzeug C	Fahrzeug C						

Abb. 3.18: Gesamtuntersuchungsmatrix

4 Untersuchungskriterien für das Teillastanfahren

Bei einem Anfahrvorgang im Teillastbereich besteht normalerweise ein direkter Zusammenhang zwischen der Fahrpedalzustellung und der erreichten Beschleunigung. Während der Fahrzeugführung wird dieser kontinuierlich vom Fahrer erfasst, intuitiv verarbeitet und bei der Fahrzeugsteuerung beachtet. Bei einer Veränderung der Fahrausgangssituation, wie zum Beispiel ein Fahrzeugwechsel, erfolgt im Allgemeinen eine Neubewertung der Fahreigenschaften sowie eine Adaption an das neue Fahrverhalten. Dazu muss unter anderem die Zustellung an die veränderte Fahrsituation angepasst werden. Bis zu einem gewissen Maß wird diese notwendige Adaption vom Fahrer akzeptiert und dem jeweiligen Fahrzeugcharakter zugeschrieben. Bei einer „zu sportlichen“ Fahrzeugauslegung kann es jedoch dazu kommen, dass die motorischen Fähigkeiten eines Normalfahrers überschritten werden und das Fahrverhalten nur schwer beherrschbar ist, was vor allem die Dosierbarkeit deutlich beeinträchtigt. Daneben sind auch Fahrzeugabstimmungen möglich, die einen „trägen“ oder „unkomfortablen“ Eindruck hinterlassen können, was ebenfalls eine negative Fahrzeugbeurteilung zur Folge hat. Um sowohl für die Fahrzeugdosierbarkeit als auch für die Anfahrfragilität und den Anfahrkomfort Grenzen aufzuzeigen, werden im Rahmen dieser Arbeit zwei Probandenversuche durchgeführt. Bei diesen erfolgt eine bewusste Differenzierung des Anfahrens sowohl über das Fahrpedal als auch über das Fahr- und Kupplungspedal als Steuerungselemente der Antriebskraft.

4.1 Teillastanfahren über das Fahrpedal

Für die Beschreibung des Teillastanfahrverhaltens über das Fahrpedal muss stets ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Zustellung des Fahrers und der Fahrzeugreaktion hergestellt werden. Hierfür stehen bei der Daimler AG bereits mehrere Beschreibungsgrößen zur Verfügung. So wird beispielsweise die jeweilige Maximalbeschleunigung bei unterschiedlicher Pedalzustellung aufgenommen und anhand dessen der so genannte Dosierbarkeitsgradient bestimmt. Neben diesem werden auch der mittlere Ruck und die mittlere Ansprechzeit als weitere Beschreibungsgrößen für das Anfahrverhalten herangezogen.⁶⁹ Da somit bereits definierte Kenngrößen vorhanden sind, besteht die wesentliche Aufgabe darin, mit Hilfe eines Probandenversuchs einen Zusammenhang zwischen den einzelnen objektiven Größen und dem subjektiven Anfahrereindruck herzustellen.

⁶⁹ Siehe dazu auch Kapitel 2.3 c) AnfahrDOSIERbarkeit.

4.1.1 Versuchsbeschreibung

Bei dem Versuch soll mit Hilfe von 22 Probanden⁷⁰ das Anfahrverhalten bei unterschiedlichen Fahrausgangssituationen objektiviert werden. Dafür wird das Versuchsfahrzeug A⁷¹ so umgebaut, dass sowohl der Dosierbarkeitsgradient als auch der mittlere Ruck, die mittlere Ansprechzeit und der Fahrpedalleerweg verstellbar sind. Die jeweiligen Beschreibungsgrößen für das Anfahrverhalten werden in unterschiedlicher Reihenfolge geändert und von den Probanden mit mehreren Anfahrvorgängen bewertet. Um dabei die differierenden Anforderungen an das Fahrverhalten zu beachten, kommen zwei definierte Fahrmanöver zum Einsatz. So sollen die Fahreigenschaften zuerst bezüglich einer schnellen Einordnung in den fließenden Straßenverkehr beurteilt werden. Dieses Szenario wird als „sportlicher“ Anfahrvorgang deklariert und dient dazu, bei schnellen Teillastbeschleunigungsvorgängen den Einfluss der einzelnen Variationsparameter aufzuzeigen. Im Anschluss sollen die gleichen Fahreigenschaften hinsichtlich der Dosierbarkeit bei einem „vorsichtigen“ Anfahrvorgang bewertet werden. Als Manöver wird dafür eine Parkhaussituation beziehungsweise ein Anfahren auf vereister Fahrbahn vorgegeben.

Für die Beurteilung der AnfahrDOSierbarkeit wird das im Kapitel 3.5 vorgestellte direkte Bewertungsverfahren mit einer Zwei-Ebenen-Intensitätsskala verwendet.⁷² Dabei soll zunächst eine Beurteilung hinsichtlich eines „annehmbaren“, „bedingt annehmbaren“ oder „nicht annehmbaren“ Fahrverhaltens durchgeführt werden, bevor in einer zweiten Ebene die genaue Festlegung der Bewertung erfolgt. Zu diesem Zweck kommt eine 9er Notenskala mit einem absoluten Bewertungsmaßstab zum Einsatz. Wie auch aus der Abb. 4.1 zu erkennen ist, wird bei der Skalierung die Note 1 als bester Wert festgelegt und kennzeichnet somit ein „exzellentes“ Anfahrverhalten bezüglich der Dosierbarkeit. Zur genauen Differenzierung der Noten sind diese zudem mit verbalen Beschreibungen hinterlegt.

Wie gut können Sie die Antriebskraft regeln?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar		nicht annehmbar			
Bewertung aus Dosierbarkeitssicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Welchen Agilitätseindruck hinterlässt das Fahrzeug?

Bewertung aus Agilitätssicht	sportlich			neutral			träge		
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abb. 4.1: Bewertungssystem für das Teillastanfahren über das Fahrpedal

Bei dem Manöver „sportliches“ Anfahren soll zudem auch die AnfahrAgilität bewertet werden. Dafür wird ebenfalls eine 9er Notenskala verwendet, bei der die Note 1 einen „sehr sportlichen“ und die Note 9 einen dementsprechend „trägen“

⁷⁰ Siehe dazu auch Kapitel 3.4.

⁷¹ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.1.

⁷² Siehe dazu auch Kapitel 3.5.

Anfahreindruck kennzeichnet. Des Weiteren sind auf dem Fragebogen Felder für Bemerkungen, wie beispielsweise „zu ruckartige“ oder „zu späte“ Fahrzeugreaktion, vorgesehen, um negative Benotungen zu begründen.

4.1.2 Auswertung der „sportlichen“ Teillastanfahrvorgänge

a) Auswertung der gemessenen Pedalzustellungen

Für die Auswertungen der „sportlichen“ Anfahrvorgänge werden zuerst die aufgezeichneten Zustellungen der Probanden untersucht, mit dem Ziel, erste charakteristische Zusammenhänge zu bestimmen. Hierfür werden die gemessenen Zustellungen hinsichtlich ihrer verschiedenen Abläufe unterteilt. Von besonderem Interesse sind hierbei die Anfahrvorgänge, die eine direkte Zustellung auf einen bestimmten Fußwinkel aufweisen und bei denen anschließend keine weitere Pedalbetätigung durchgeführt wird. Die Abb. 4.2 zeigt diesbezüglich zwei charakteristische Verläufe.

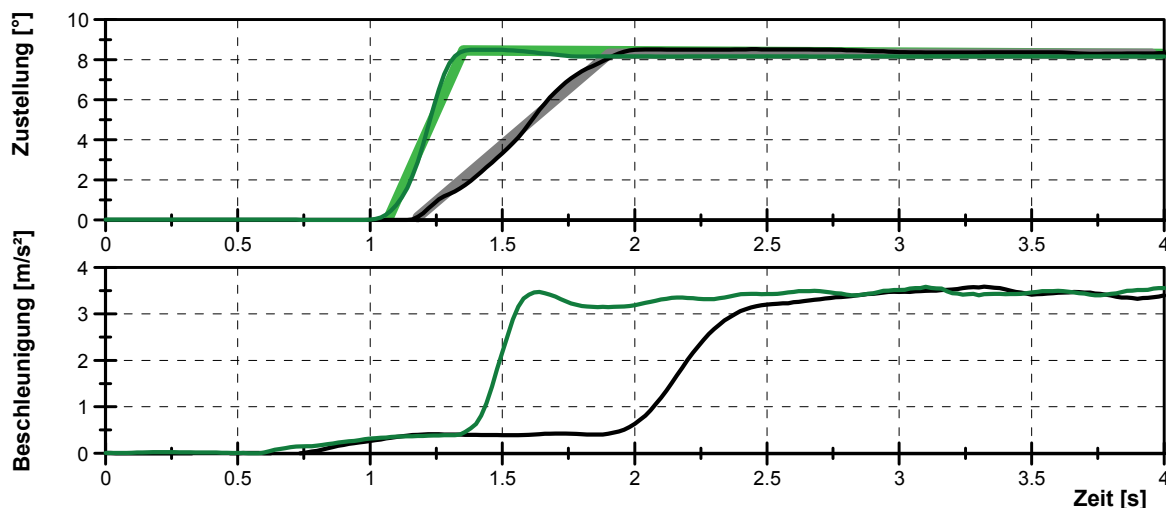


Abb. 4.2: Beispielhafte Fahrpedalzustellungen eines „sportlichen“ Anfahrvorgangs⁷³

Anhand der Auswertung aller Messungen zeigt sich, dass bei 95 % der aufgezeichneten Anfahrvorgänge die Zustellung mit Hilfe von linearen Verläufen beschrieben werden kann. Von diesen weisen 91 % der Anfahrvorgänge eine direkte Zustellung auf einen bestimmten Fußwinkel auf. Bei 71 % der direkten Zustellungen kann zudem keine weitere Zustellung nachgewiesen werden, sodass insgesamt die in der Abb. 4.2 dargestellten Fahrpedalverläufe einen „sportlichen“ Anfahrvorgang repräsentieren. Dabei wird das Fahrpedal mit einer relativ hohen Geschwindigkeit betätigt, wodurch die Zustellung bereits vor oder spätestens bei Beginn der eigentlichen Fahrzeugreaktion endet. Folglich kann diese keinen Einfluss auf die Pedalbetätigung ausüben, sodass der Zustellungswinkel ausschließlich aus der

⁷³ Zur exakten Imitation eines Automatikfahrzeugs wird auch das so genannte Kriechen beim Lösen der Bremse in dem Versuchsfahrzeug nachgestellt. Aus diesem Grund ist bereits vor der Fahrpedalbetätigung ein leichter Anstieg der Beschleunigung erkennbar.

gewünschten Zielbeschleunigung resultiert. Zur Ermittlung von charakteristischen Beschreibungsgrößen werden alle aufgezeichneten Anfahrvorgänge bezüglich der Zustellgeschwindigkeit und dem Fußwinkel ausgewertet. Dafür kommen in DIAdem erstellte Skripte zum Einsatz, mit denen die relevanten Kenngrößen aus den vorhandenen Messungen berechnet werden. Bei den Standardverläufen wird demnach das Fahrpedal im Mittel mit $26 \text{ }^\circ/\text{s}$ ($+17 \text{ }^\circ/\text{s}$ / $-15 \text{ }^\circ/\text{s}$)⁷⁴ auf einen Fußwinkel von $9,1^\circ$ ($+2,2^\circ$ / $-2,1^\circ$) zugestellt. Wie sich bei der Analyse der Messungen zeigt, ist jedoch besonders der Fußwinkel von der Fahrzeugeinstellung abhängig. So unterscheidet sich die durchschnittliche Fußwinkelzustellung bei dem im Fahrzeug eingestellten maximalen und minimalen Dosierbarkeitsgradienten um $4,9^\circ$, was einer Reduzierung von nahezu 50 % entspricht. Vom Fahrer wird die Veränderung des Fahrverhaltens iterativ erlernt, sodass bereits nach mehreren Anfahrvorgängen eine fast vollständige Adaption stattfindet.⁷⁵ Um den Einfluss der von der Fahrzeugeinstellung abhängigen Fußwinkelzustellung zu berücksichtigen, erfolgt zusätzlich eine Auswertung der Messungen hinsichtlich der erreichten Maximalbeschleunigung. Diese kann als Führungsgröße für das vorgegebene Anfahrmanöver angesehen werden und ist daher von der Fahrzeugeinstellung unabhängig. Um zudem eine Beeinflussung durch eine „schlechte“ Fahrzeugeinstellung zu vermeiden, werden hierbei nur die Anfahrvorgänge ausgewertet, die eine positive Bewertung zur Folge haben. Bei diesen entspricht die Fahrzeugreaktion dem Wunsch des Fahrers, wodurch keine notwendige Anpassung der Pedalzustellung erfolgen muss. Der sich daraus ergebende Bereich für eine „annehbare“ Fahrpedalzustellung ist als Ellipse in der Abb. 4.3 dargestellt.

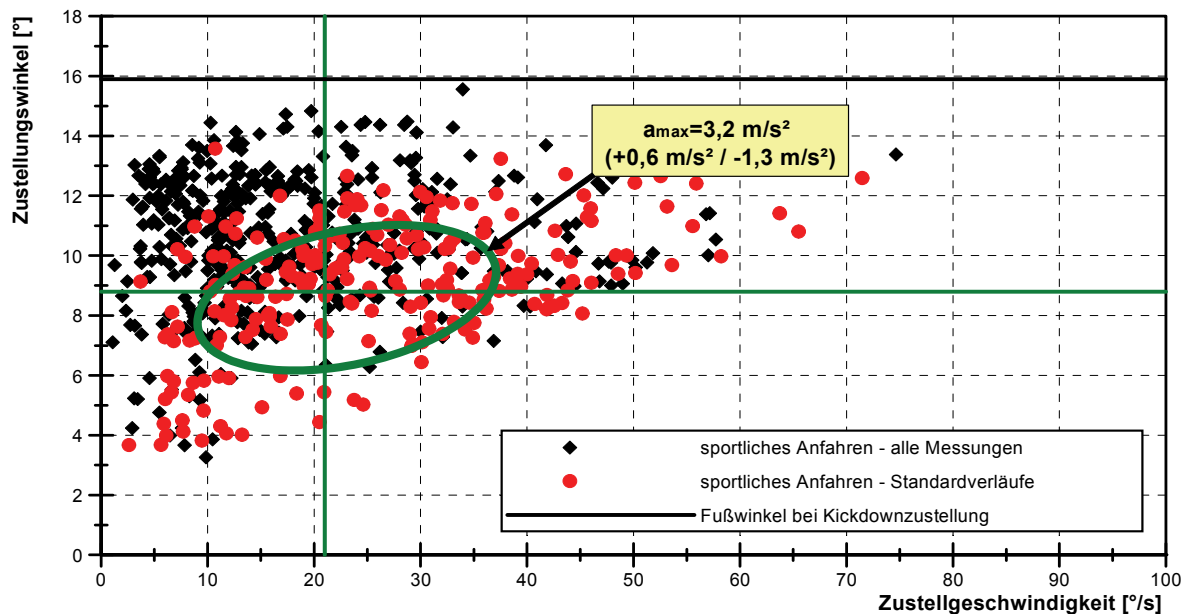


Abb. 4.3: Bereich der Fahrpedalzustellungen bei einem „sportlichen“ Anfahrvorgang mit einer „annehbaren“ Bewertung

⁷⁴ Die Werte in der Klammer zeigen den Bereich in dem 75 % der ausgewerteten Messwerte liegen.

⁷⁵ Für die Anpassung werden im Durchschnitt 3 Anfahrvorgänge durchgeführt.

Gemäß der Analyse wird das Fahrpedal bei einem „sportlichen“ Anfahrvorgang im Mittel mit einer Geschwindigkeit von ca. 21 °/s (+17 °/s /-11 °/s) auf einen Fußwinkel von 8,8° (+2,1° /-2,8°) zugestellt. Um damit eine „annehmbare“ Bewertung zu erzielen, sollte hierbei eine durchschnittliche Maximalbeschleunigung von 3,2 m/s² (+0,6 m/s² /-1,3 m/s²) erreicht werden, was bereits auf erste Zusammenhänge zum subjektiven Anfahrereindruck schließen lässt.

b) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit großem Fahrpedalleerweg

Neben den Zustellungen und den dazugehörigen Maximalbeschleunigungen sind jedoch auch weitere Fahrzeugreaktionen zu beachten. Dazu werden im Folgenden die Bewertungsergebnisse der Probanden ausgewertet. Die Abb. 4.4 stellt diesbezüglich das erste Teilergebnis für das Manöver „sportliches“ Anfahren dar und verdeutlicht die Änderung der Fahrzeugdosierbarkeit in Abhängigkeit vom mittleren Ruck sowie dem Dosierbarkeitsgradienten.⁷⁶ Da erfahrungsgemäß eine Abhängigkeit zwischen den beiden Beschreibungsgrößen besteht, sind die Ergebnisse in Form einer 2D-Grafik dargestellt, welche sich aus insgesamt 21 bewerteten Stützstellen zusammensetzt. Die Werte zwischen den einzelnen Stützstellen werden interpoliert, um so vor allem einen besseren Überblick zu gewährleisten. Die den jeweiligen Farben zugeordneten subjektiven Eindrücke bezüglich der Dosierbarkeit können dem Skalierungsmaßstab entnommen werden. Zudem sind die abgegebenen Begründungen für eine negative Bewertung, wie beispielsweise „ruckartig“ oder „Pedalweg zu kurz“, in die Ergebnisdarstellung eingearbeitet.

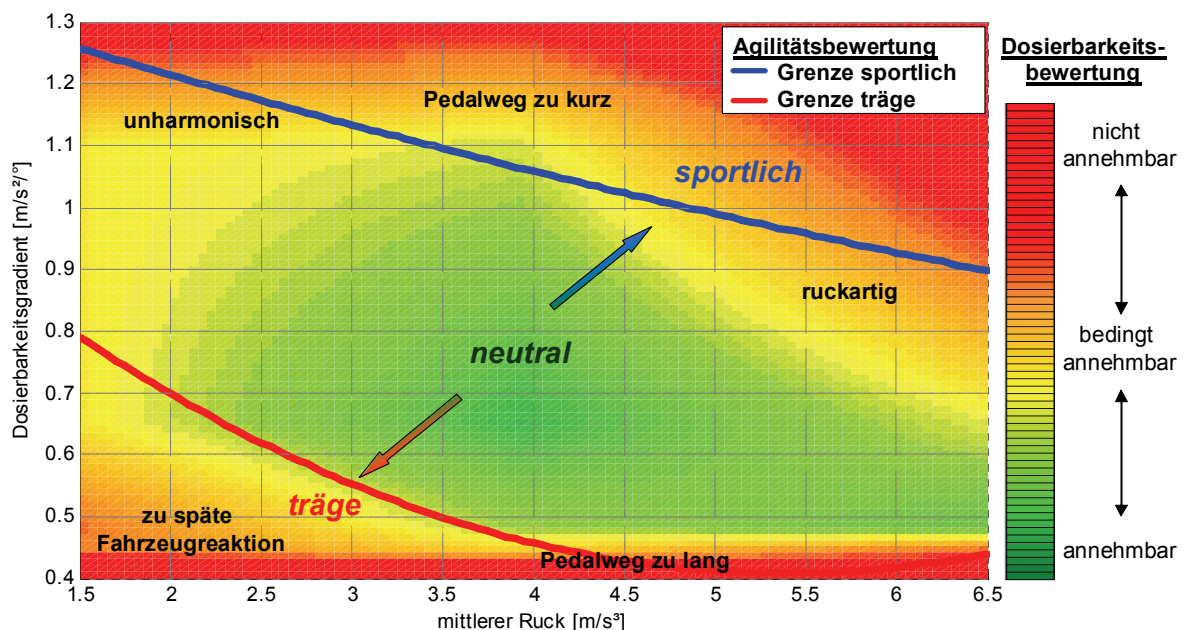


Abb. 4.4: Teilergebnis für das „sportliche“ Anfahren mit großem Fahrpedalleerweg⁷⁷

⁷⁶ Zur Kennwertdefinition siehe auch Kapitel 2.3.

⁷⁷ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,2 s und ein Fahrpedalleerweg von 3,5° zugrunde.

Neben der Dosierbarkeitsbewertung können der Ergebnisgrafik auch die Bereiche für den subjektiven Agilitätseindruck hinsichtlich eines „trägen“, „neutralen“ oder „sportlichen“ Fahrverhaltens entnommen werden. Demnach ist beispielsweise für ein „sportlich“ empfundenes Fahrverhalten eine Fahrzeugeinstellung mit einem hohen Dosierbarkeitsgradienten und einem großen mittleren Ruck erforderlich. Im Hinblick auf die Dosierbarkeit zeigt sich dagegen, dass keine Einstellung zu einer „exzellenten“ Bewertung führt. Die Gründe hierfür liegen in den verschiedenen Präferenzen der einzelnen Probanden im Bezug auf das angestrebte Wunschanfahrverhalten sowie in dem teilweise nicht vollständig ausgenutzten Wertebereich für die Benotungen. Dadurch kann ausschließlich ein subjektiv „sehr gutes“ Anfahrverhalten als Optimum ermittelt werden. Dieses wird bei einer Fahrzeugeinstellung mit einem Dosierbarkeitsgradienten von ca. $0,7 \text{ m/s}^2/\circ$ und einem mittleren Ruck von ca. 4 m/s^3 erreicht. Daneben zeichnet sich ein relativ großer Bereich ab, bei dem ein „gut“ dosierbares Anfahrverhalten entsteht. Dafür können Einstellungen zwischen einem Dosierbarkeitsgradienten von ca. $1,1 \text{ m/s}^2/\circ$ und $0,48 \text{ m/s}^2/\circ$ sowie einem mittleren Ruck größer 2 m/s^3 angegeben werden.

Um neben den Probandenbewertungen auch das entstehende Anfahrverhalten bei den verschiedenen Fahrzeugeinstellungen aufzeigen zu können, sollen im Folgenden genauere Auswertungen durchgeführt werden. Hierfür wird ein auf das Versuchsfahrzeug abgestimmtes Simulationsmodell verwendet. Für eine Gegenüberstellung des entstehenden Anfahrverhaltens sind jedoch vergleichbare Pedalzustellungen unabdingbar. Deshalb wird auf Grundlage der zuvor ausgewerteten Anfahrvorgänge der Probanden eine Referenzzustellung für einen „sportlichen“ Teillastanfahrvorgang definiert.⁷⁸ Bei dieser erfolgt eine Zustellung des Fahrpedals mit einer Geschwindigkeit von $20 \text{ }^\circ/\text{s}$ auf einen Zustellungswinkel für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$. Mit Hilfe der vorgenommenen Festlegung kann anschließend die Fahrzeugreaktion in Form von geeigneten Beschreibungsgrößen aufgezeigt werden. Die Abb. 4.5 enthält diesbezüglich ausgewählte Ergebnisse in Abhängigkeit vom Dosierbarkeitsgradienten und dem mittleren Ruck. Demnach können bei Einstellungen mit einem hohen Dosierbarkeitsgradienten und einem hohen mittleren Ruck Bereiche mit einer sehr direkten Fahrzeugreaktion in Form eines hohen Beschleunigungsanstiegs nachgewiesen werden, was die schlechteren Bewertungen erklärt. Bei einem geringen Dosierbarkeitsgradienten und einem geringen mittleren Ruck sind hingegen Bereiche mit einem sehr indirekten Anfahrverhalten feststellbar. Das wird sowohl durch die vergrößerte Ansprechzeit als auch durch den geringen Beschleunigungsanstieg hervorgerufen. Des Weiteren ist der Abb. 4.5 zu entnehmen, dass eine schlechtere Bewertung bei einem mittleren

⁷⁸ Siehe dazu auch S. 55f.

Ruck größer 4 m/s^3 und einem geringen Dosierbarkeitsgradienten erfolgt. In diesem Bereich kann durch die Kommentare der Probanden nachgewiesen werden, dass nicht der Beschleunigungsanstieg sondern der Pedalweg der Zustellung zu lang erscheint. Demgegenüber gibt es auch Bereiche, bei denen der Pedalweg zu kurz ist. Als Grenzen für ein vom Pedalweg „annehmbares“ Anfahrverhalten kommen dafür sowohl ein Dosierbarkeitsgradient von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{°}$ beziehungsweise $0,48 \text{ m/s}^2/\text{°}$ als auch der notwendige Zustellungsfußwinkel von $6,7^\circ$ beziehungsweise $10,8^\circ$ für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ in Betracht.

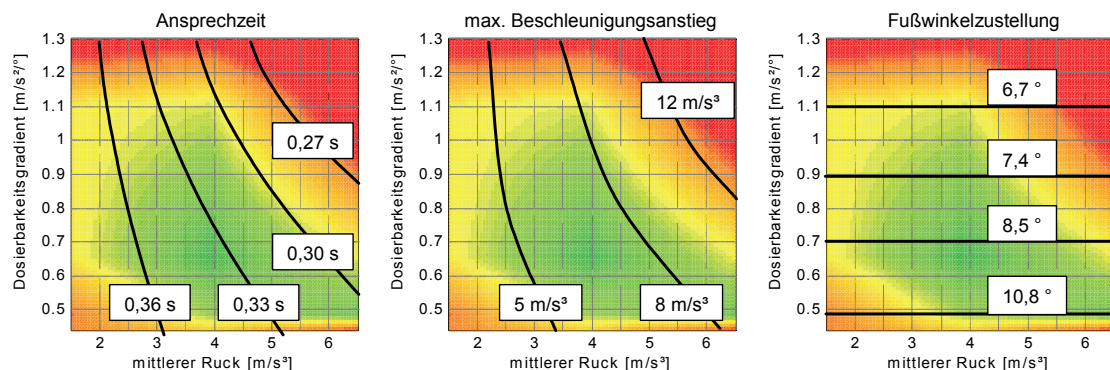


Abb. 4.5: Beschreibungsgrößen für einen „sportlichen“ Anfahrvorgang

Um diesbezüglich die genaue Einflussgröße aufzeigen zu können, sind weitere Untersuchungen mit verändertem Fahrpedalleerweg vorgesehen.

c) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit verkürzten Fahrpedalleerweg

Die Bewertungsergebnisse der Probanden bei gleichen Fahrzeugeinstellungen und einem um 2° verkürzten Leerweg sind in der Abb. 4.6 dargestellt.

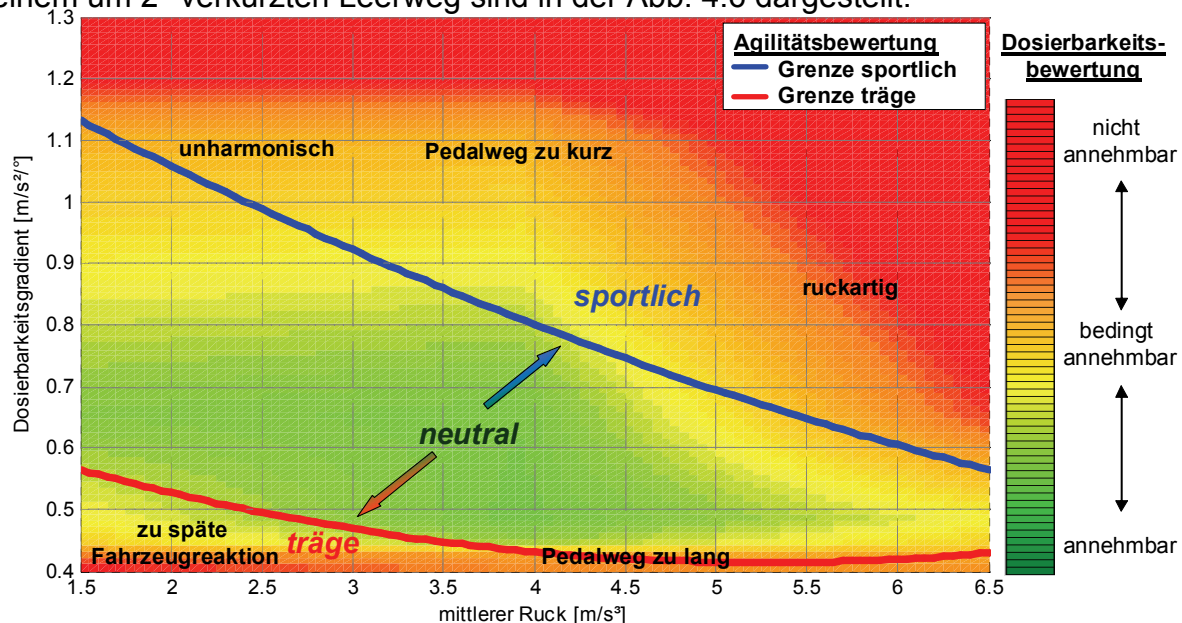


Abb. 4.6: Teilergebnis für das „sportliche“ Anfahren mit verkürztem Fahrpedalleerweg⁷⁹

⁷⁹ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,2 s und ein Fahrpedalleerweg von $1,5^\circ$ zugrunde.

Wie daraus ersichtlich ist, zeigen sich im Vergleich zur Abb. 4.4 signifikante Bewertungsunterschiede, was beispielsweise einer Reduzierung des maximalen Dosierbarkeitsgradienten auf einen Wert von ca. $0,9 \text{ m/s}^2/\text{°}$ zur Folge hat. Da der veränderte Leerweg die Motoreigenschaften nicht beeinflusst, werden für die Bestimmung des relevanten Einflussmerkmals ausschließlich die notwendigen Fahrpedalzustellungen genauer betrachtet. Diesbezüglich ist bereits bekannt, dass für eine konstante Maximalbeschleunigung bei einem ansteigenden Dosierbarkeitsgradienten ein geringerer Zustellungswinkel notwendig wird. Anhand der analysierten Anfahrvorgänge der Probanden kann zudem aufgezeigt werden, dass der Fußwinkel für die gewünschte Fahrzeugbeschleunigung in einem bestimmten Bereich liegen sollte. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, sind in der Abb. 4.7 nochmals die Ergebnisse der Zustellungen für das „sportliche“ Anfahren dargestellt.

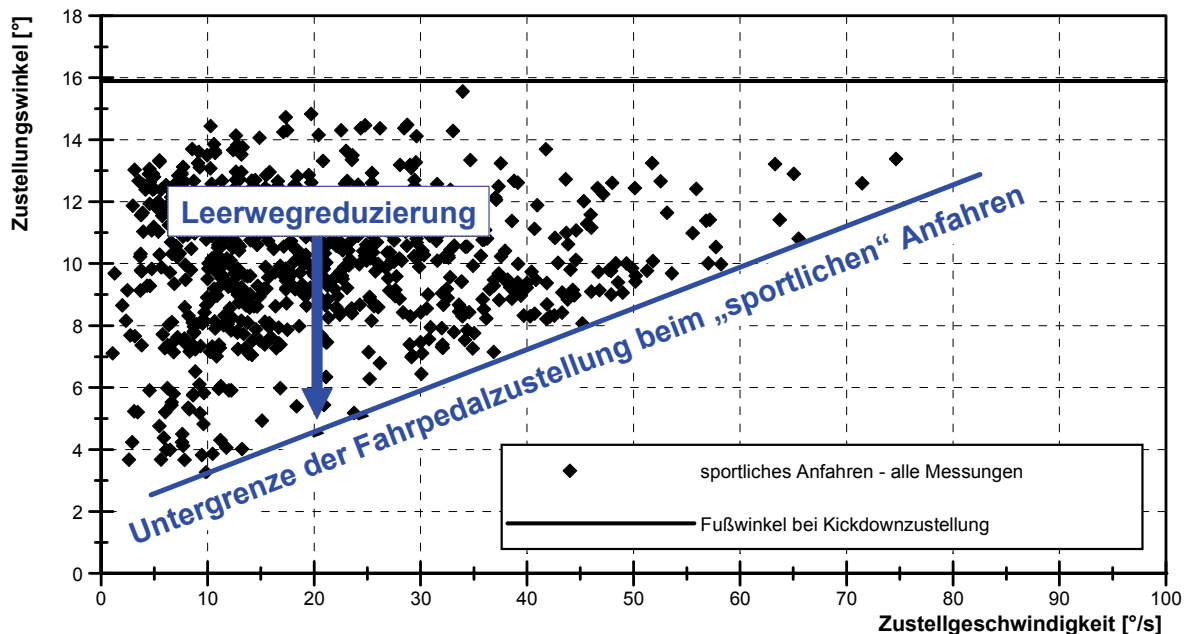


Abb. 4.7: Beschreibungsgrößen der Fahrpedalzustellungen für das Manöver „sportliches“ Teillastanfahren

Wie daraus zu erkennen ist, gibt es je nach Zustellgeschwindigkeit des Fahrpedals eine Untergrenze für den Fußwinkel, was aus den begrenzten motorischen Fähigkeiten der Fahrer oder aus der gewohnten Fahrzeugbedienung resultiert. Durch die Reduzierung des Leerwegs muss sich der Fahrer genau dieser Grenze annähern, um mit der gleichen Beschleunigung wie bei einem längeren Leerweg beziehungsweise mit einem geringeren Dosierbarkeitsgradienten anzufahren. Während so bei einem Gradienten von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{°}$ und einem Leerweg von $3,5^\circ$ ein Fußwinkel von $6,7^\circ$ für eine Beschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ erforderlich ist, muss dieser infolge des verkürzten Leerwegs für die gleiche Maximalbeschleunigung nochmals um 2° reduziert werden. Mit der manöverbedingten schnellen Zustellung wird daher bei einem hohen Dosierbarkeitsgradienten eine für den Fahrer unnatürliche Fahrpedalzustellung hervorgerufen. Aus dem ermittelten maximalen Dosierbarkeits-

gradienten von $0,9 \text{ m/s}^2/^\circ$ bei einem eingestellten Leerweg von $1,5^\circ$ ergibt sich, dass vor allem Fahrzeugeinstellungen, bei denen für das Anfahren mit einer Teillastbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ ein Fußwinkel kleiner $5,4^\circ$ notwendig ist, ein nur noch „bedingt annehmbares“ Fahrverhalten aufweisen. Bezogen auf ein durchschnittliches Fahrpedal mit einem maximalen Fußwinkel von 16° würde das einem Weg von 34 % entsprechen. Des Weiteren kann auch ein Wert für den maximalen Dosierbarkeitsgradienten angegeben werden. So zeigt sich anhand der Ergebnisse bei einem Leerweg von $3,5^\circ$, dass ein Gradient von $1,1 \text{ m/s}^2/^\circ$ die Grenze für ein „annehmbares“ Anfahrverhalten darstellt. Da der Fußwinkel aufgrund des längeren Leerwegs keinen Einfluss auf die Bewertungen haben kann, ist die schlechtere Beurteilung ausschließlich auf die zu hohe Beschleunigungsänderung je Pedalweg und somit auf eine schlechte Dosierbarkeit der Fahrzeugbeschleunigung zurückzuführen.

Gegenüber den schlechteren Bewertungen bei einem hohen Dosierbarkeitsgradienten ist aus der Abb. 4.6 auch eine geringfügig bessere Beurteilung des Fahrverhaltens bei einem geringen Gradienten erkennbar. So ergibt sich bei den Untersuchungen eine Untergrenze von $0,45 \text{ m/s}^2/^\circ$, was im Vergleich zu den Ergebnissen bei verlängertem Leerweg eine weitere Reduzierung des minimalen Gradienten aufzeigt. Folglich ist davon auszugehen, dass bei den Untersuchungen mit einem längeren Leerweg nicht der Dosierbarkeitsgradient sondern der notwendige Pedalweg den „trägen“ Anfahreindruck und damit die schlechte Bewertung hervorruft. Für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ sollte der notwendige Fußwinkel demnach kleiner $10,8^\circ$ betragen.⁸⁰ Bezogen auf ein durchschnittliches Fahrpedal würde das einem Weg von 67 % entsprechen. Da die Grenze für den maximalen Fußwinkel bei den Fahrzeugeinstellungen mit einem Leerweg von $1,5^\circ$ nicht erreicht wird, ist zudem davon auszugehen, dass die nur noch „bedingt annehmbare“ Bewertung ab einem Dosierbarkeitsgradienten von $0,45 \text{ m/s}^2/^\circ$ aus der zu geringen Beschleunigungsänderung je Pedalweg resultiert. Folglich kann dieser Wert ebenfalls als ein signifikantes Beschreibungsmerkmal angesehen werden. Daneben zeigt sich als weiteres Untersuchungsergebnis, dass die Leerwegverkürzung auch den subjektiven Agilitätseindruck insgesamt etwas verbessert. In Summe hat die Leerwegverkürzung von 2° eine im Mittel um 1,4 Noten „sportlichere“ Bewertung zur Folge. Eine spezielle Abhängigkeit von den weiteren Variationsgrößen ist dabei nicht feststellbar.

d) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit verkürzten Fahrpedalleerweg und zusätzlicher Totzeit

Neben dem Leerweg ist im Rahmen des Probandenversuchs auch die Bestimmung der subjektiven Wirkung einer veränderten Ansprechzeit vorgesehen. Die Be-

⁸⁰ Siehe dazu auch Abb. 4.4.

wertungsergebnisse mit den jeweiligen Fahrzeugeinstellungen und einer um 0,15 s verspäteten Fahrzeugreaktion sind in der Abb. 4.8 dargestellt.

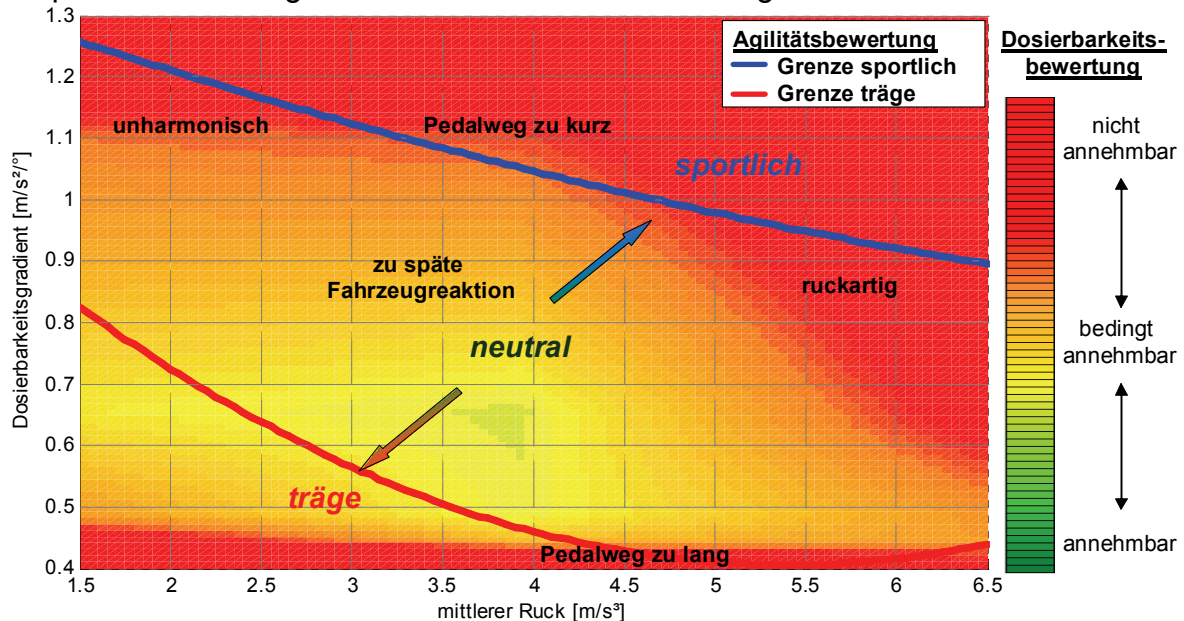


Abb. 4.8: Teilergebnis für das „sportliche“ Anfahren mit zusätzlicher Totzeit ⁸¹

Wie im Vergleich zu der Abb. 4.6 zu erkennen ist, werden die Beurteilungsnoten der Probanden durchweg schlechter. Da aufgrund der hohen Zustellgeschwindigkeit die Fahrpedalbetätigung bereits vor der eigentlichen Fahrzeugreaktion abgeschlossen ist, sind die schlechteren Bewertungen ausschließlich auf das fühlbar spätere Ansprechen des Fahrzeugs zurückzuführen. Das wird auch durch die Kommentare der Probanden bestätigt. Im Durchschnitt hat eine Totzeit von 0,15 s eine um 1 Note schlechtere Dosierbarkeitsbewertung zur Folge. Eine Abhängigkeit vom Dosierbarkeitsgradienten oder dem mittleren Ruck ist dabei nicht erkennbar. Erwartungsgemäß hat die Ansprechzeit auch einen bedeutenden Einfluss auf den subjektiven Agilitätsindruck. So ergibt sich aus dem Versuch eine um durchschnittlich 1,5 Noten schlechtere Fahrleistungsbewertung, was die Vermutung nahe legt, dass die schlechtere Dosierbarkeit mit dem entstehenden Agilitätsverlust einhergeht.

4.1.3 Auswertung der „vorsichtigen“ Teillastanfahrvorgänge

Neben dem „sportlichen“ Anfahrvorgang, welcher ein spezifisches Fahrmanöver im Teillastbereich darstellt, sind noch weitere Anfahrssituationen für die Objektivierung zu beachten. Hierfür sollen die gleichen Fahrzeugeinstellungen wie zuvor im Hinblick auf einen „vorsichtigen“ Anfahrvorgang, wie beispielsweise einem Parkmanöver, beurteilt werden.

⁸¹ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,35 s und ein Fahrpedalleerweg von 1,5° zugrunde.

a) Auswertung der gemessenen Pedalzustellungen

Für die Auswertungen der „vorsichtigen“ Anfahrvorgänge werden wiederum zuerst die Messungen hinsichtlich der Fahrpedalzustellung untersucht. Daraus zeigt sich, dass auch bei diesem Manöver die Zustellung fast ausschließlich linear erfolgt. Die Abb. 4.9 verdeutlicht diesen Zusammenhang beispielhaft.

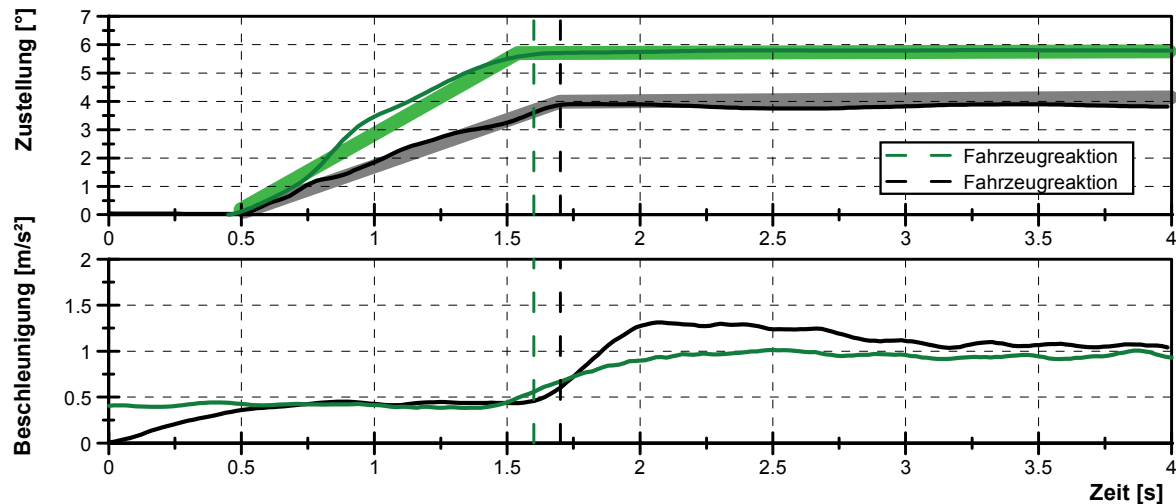


Abb. 4.9: Beispielhafte Fahrpedalzustellungen für einen „vorsichtigen“ Anfahrvorgang

So kann bei 93 % der Anfahrvorgänge die Zustellung mit Hilfe von linearen Verläufen beschrieben werden, was eine nahezu konstante Zustellgeschwindigkeit voraussetzt. Im Gegensatz zum Manöver „sportliches“ Anfahren ist hierbei jedoch eine starke Abhängigkeit von der Fahrzeugreaktion zu beobachten. So reduziert sich bei 76 % der Anfahrvorgänge die Zustellgeschwindigkeit, nachdem das Fahrzeug mit dem Beschleunigungsvorgang beginnt. Im weiteren Ablauf erfolgt bei 64 % der ausgewerteten Messungen keine weitere Zustellung, sodass die in der Abb. 4.9 dargestellten Fahrpedalverläufe einen kundennahen Anfahrvorgang für das „vorsichtige“ Anfahrmanöver repräsentieren. Hierbei wird das Fahrpedal mit einer bestimmten Geschwindigkeit zugestellt, bis die erste Fahrzeugreaktion in Form einer spürbaren Beschleunigungsänderung stattfindet. Der sich dabei ergebende Fußwinkel bleibt anschließend unverändert und legt damit die Momentenabgabe des Motors vollständig fest.

Zur Ermittlung genauer Größenordnungen werden alle aufgezeichneten Anfahrvorgänge bezüglich der Zustellgeschwindigkeit und dem Fußwinkel ausgewertet. Zu diesem Zweck können die bereits in DIAdem entwickelten Skripte vollständig übernommen werden. In der Abb. 4.10 ist das Ergebnis der Messdatenauswertung grafisch dargestellt.

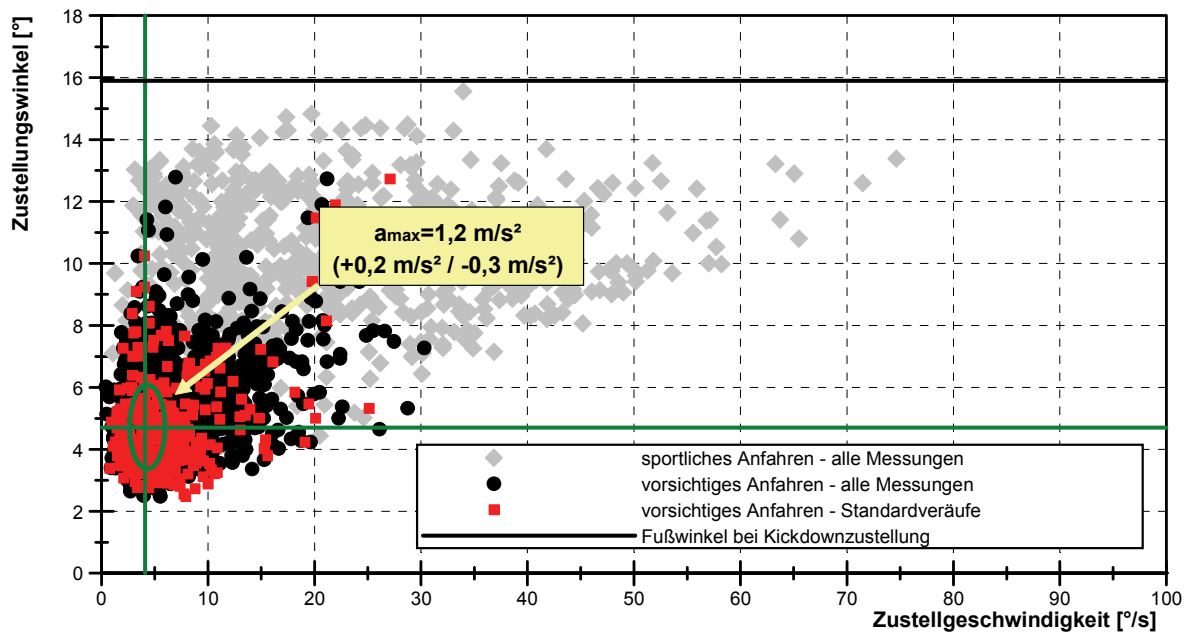


Abb. 4.10: Kenngrößen für die Fahrpedalzustellung bei einem „vorsichtigen“ Anfahrvorgang

Um bei der Ermittlung charakteristischer Zustellungs Kenngrößen den Einfluss einer negativen Fahrzeugeinstellung zu reduzieren, wird ausschließlich der jeweils erste Anfahrvorgang bei einer erfolgten Parametervariation mit einer positiven Bewertung betrachtet. Gleichzeitig wird auch wiederum eine Auswertung hinsichtlich der Maximalbeschleunigung durchgeführt. Als Ergebnis dieser Untersuchung zeigt sich, dass mit einer Geschwindigkeit von $4,1 \text{ }^\circ/\text{s}$ ($+3 \text{ }^\circ/\text{s}$ / $-2,1 \text{ }^\circ/\text{s}$) zugestellt und dabei eine Beschleunigung von $1,2 \text{ m/s}^2$ ($+0,2 \text{ m/s}^2$ / $-0,3 \text{ m/s}^2$) erreicht wird. Da sich der Zustellungsfußwinkel aus der jeweiligen Fahrzeugreaktion ergibt, müssen für diesen keine expliziten Werte angegeben werden. Aus der Analyse der Messungen ist jedoch erkennbar, dass für eine positive Bewertung des Anfahrverhaltens die Fahrzeugreaktion bei einem Fußwinkel zwischen $3,3^\circ$ und 6° erfolgen sollte. Insgesamt kann damit der in der Abb. 4.10 aufgezeigte Bereich (Ellipse) für eine charakteristische und mit „annehmbar“ bewertete Zustellung bestimmt werden.

b) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit großem Fahrpedalleerweg

Nach den Zustellungen sollen im Folgenden die Beurteilungen der Probanden bezüglich der Dosierbarkeit des Anfahrvorgangs ausgewertet werden. Die Darstellung der Bewertungsergebnisse erfolgt, wie bereits beim „sportlichen“ Anfahren, in Form einer 2D-Darstellung mit der angegebenen Skalierung. Die Abb. 4.11 zeigt diesbezüglich das erste Teilergebnis der Untersuchung. Darin ist die Änderung der Anfahr dosierbarkeit in Abhängigkeit vom Gradienten und dem mittleren Ruck erkennbar. Für die Auswertung der Ergebnisse sind ausschließlich die Fahrzeugeinstellungen von Interesse, die ein gut dosierbares Anfahren ermöglichen. Fahrzeugeinstellungen, die diese Forderung nicht erfüllen, werden als „unharmonisch“

eingeschätzt. Um einen solchen Anfahreindruck aufzeigen zu können, erfolgt zuerst eine Analyse der Fahrzeugreaktionen bei verschiedenen Einstellungen.

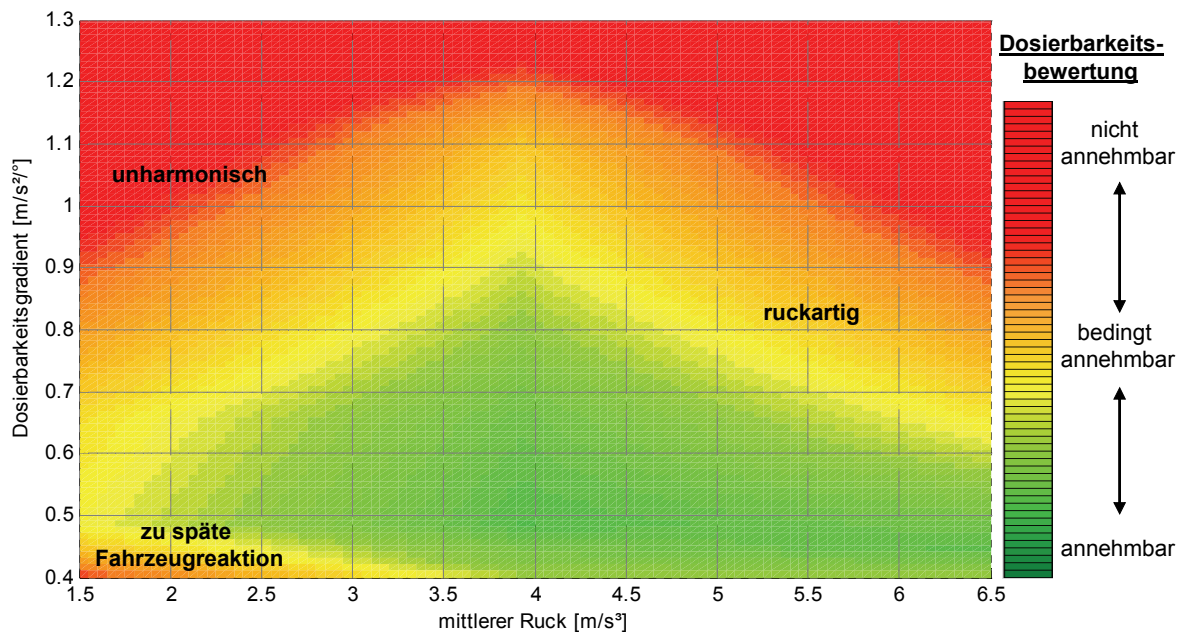


Abb. 4.11: Teilergebnis für das „vorsichtige“ Anfahren mit großem Leerweg⁸²

Dafür wird anhand der zuvor ausgewerteten Zustellungen ein Referenzanfahrvorgang für das Manöver „vorsichtiges“ Anfahren definiert. Bei diesem erfolgt die Fahrpedalzustellung mit einer Geschwindigkeit von 6 °/s, bis erstmals eine spürbare Reaktion in Form eines Beschleunigungsanstiegs von 0,2 m/s² entsteht. Ab diesem Zeitpunkt wird keine weitere Zustellung am Fahrpedal durchgeführt, sodass der Fußwinkel bei der Fahrzeugreaktion das weitere Beschleunigungsverhalten festlegt. Mit diesem repräsentativen Anfahrvorgang können anschließend die Veränderungen in der Fahrzeugreaktion bestimmt und damit ein „unharmonisches“ Anfahrverhalten aufgezeigt werden. In der Abb. 4.12 sind diesbezüglich zwei Anfahrvorgänge gegenübergestellt.

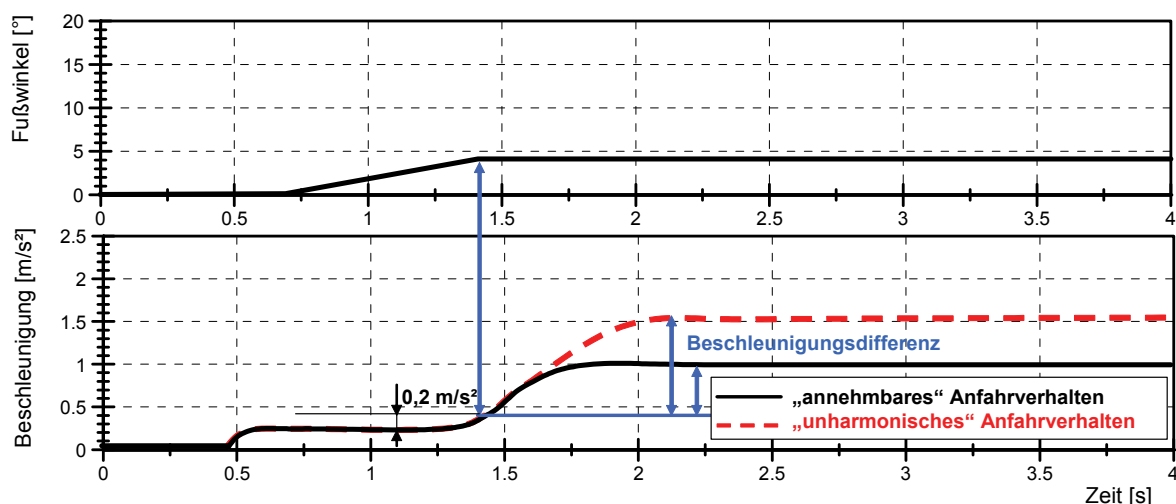


Abb. 4.12: Darstellung eines „unharmonischen“ Anfahrverhaltens

⁸² Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,2 s und ein Fahrpedalleerweg von 3,5° zugrunde.

Bei beiden Anfahrvorgängen erfolgt die Fahrpedalzustellung mit $6^\circ/\text{s}$ bis die erste Fahrzeugreaktion erkennbar ist. Danach wird das Fahrpedal nicht weiter zugestellt und das Fahrzeug beschleunigt bis zum Erreichen des zu der jeweiligen Fahrpedalzustellung dazugehörigen Maximalwerts. Aufgrund der Motordynamik wird dieser etwas zeitversetzt zur Zustellung erreicht, wodurch eine Beschleunigungsdifferenz zwischen dem Ende der Zustellung und dem Maximalwert entsteht. Bei einigen Fahrzeugeinstellungen wird die Beschleunigungsdifferenz, zum Beispiel aufgrund einer verspäteten Fahrzeugreaktion, deutlich vergrößert, wodurch ein „unharmonischer“ Fahreindruck entsteht. Demzufolge ist auch das gut dosierbare Anfahren deutlich beeinträchtigt, da im Normalfall der Bereich zwischen der Kriech- und der jeweiligen Maximalbeschleunigung vom Fahrer nur schwer über das Fahrpedal eingestellt werden kann.

Um die entstehenden Beschleunigungsdifferenzen in Abhängigkeit von den jeweiligen Einstellungen aufzuzeigen, werden die Fahrzeugreaktionen bei einem Anfahrvorgang mit Referenzzustellung berechnet. Zudem sind auch weitere Kenngrößen, wie beispielsweise der Fußwinkel oder die Ansprechzeiten, Gegenstand der Untersuchung. Für die dafür notwendige Bestimmung des Beschleunigungsverlaufs wird wiederum auf das angepasste Simulationsmodell zurückgegriffen. Mit diesem können anschließend die relevanten Beschreibungsmerkmale berechnet werden. Einige der so bestimmbaren Größen sind in der Abb. 4.13 dargestellt. Demnach sollte die Beschleunigungsdifferenz für eine mit „annehmbar“ bewertete Fahrzeugeinstellung kleiner $1,0 \text{ m/s}^2$ sein. Dieser Wert kann somit als ein Beschreibungsmerkmal für eine gute Dosierbarkeit angesehen werden, hat jedoch nur für eine Zustellgeschwindigkeit von $6^\circ/\text{s}$ eine Gültigkeit. Als Ergebnis gilt somit vielmehr die Aussage, dass insbesondere bei einem indirekten Fahrverhalten vor allem hohe Dosierbarkeitsgradienten zu vermeiden sind.

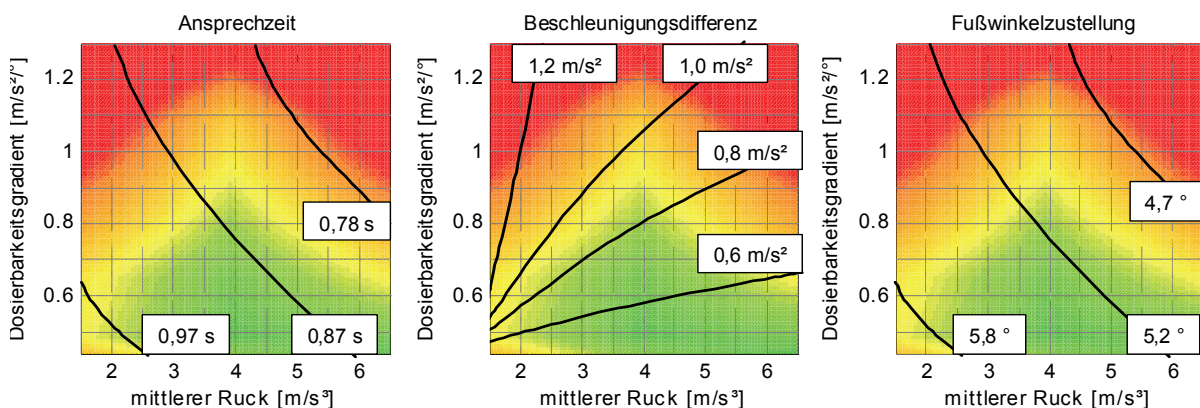


Abb. 4.13: Beschreibungsgrößen für einen „vorsichtigen“ Anfahrvorgang

c) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit verkürzten Fahrpedalleerweg

Um auch den Einfluss des Pedalwegs auf die Dosierbarkeit zu beachten, sind weitere Untersuchungen vorgesehen. In der Abb. 4.14 ist das Ergebnis mit gleichen Fahrzeugeinstellungen und einem um 2° verkürzten Leerweg dargestellt.

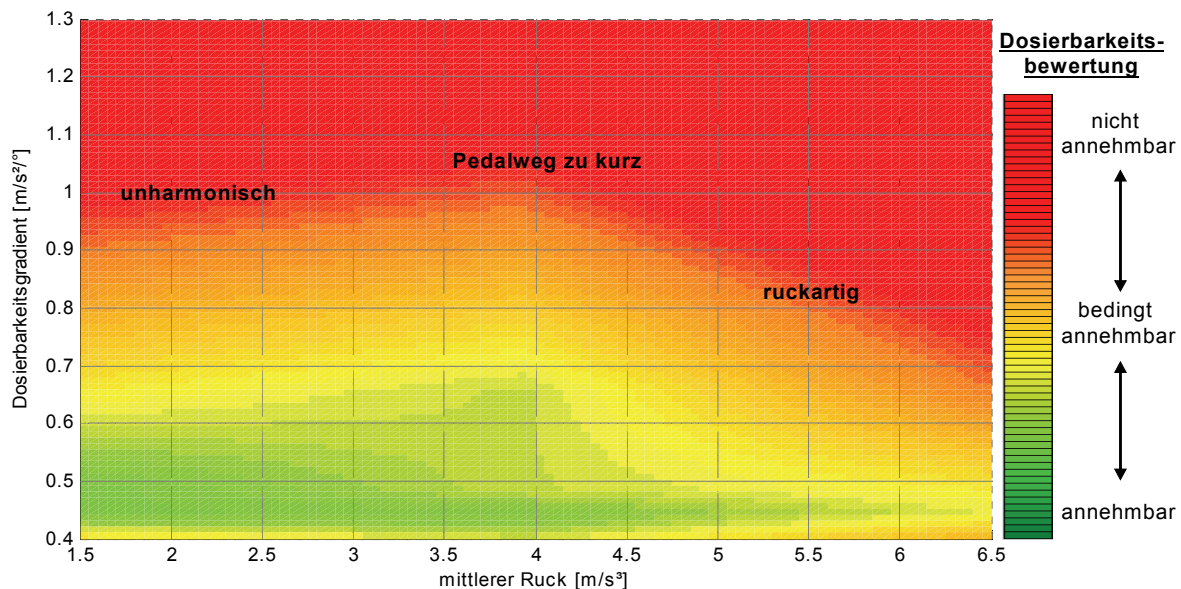


Abb. 4.14: Teilergebnis für das „vorsichtige“ Anfahren mit verkürztem Leerweg⁸³

Bei einem Vergleich mit der Abb. 4.11 zeigt sich, dass einige Fahrzeugeinstellungen schlechter bewertet werden als zuvor. Gemäß der Kommentare der Probanden kann als Grund dafür eine zu frühe, vom Fahrer teilweise noch ungewollte, Fahrzeugreaktion identifiziert werden, welche aus dem kurzen Fahrpedalleerweg resultiert. Neben diesem muss jedoch auch der Dosierbarkeitsgradient als zusätzliche Einflussgröße beachtet werden, der vor allem die subjektive Wahrnehmung einer zu frühen Fahrzeugreaktion verstärkt. So hat beispielsweise ein Referenzanfahrvorgang mit einem Gradienten von $0,4 \text{ m/s}^2/^\circ$ bei einer Fahrpedalzustellung von 3° und einem Leerweg von $1,5^\circ$ eine Beschleunigung von $0,6 \text{ m/s}^2$ zur Folge, was eine subjektiv geringe Fahrzeugreaktion darstellt. Demgegenüber erreicht ein Fahrzeug mit gleicher Zustellung und gleichem Leerweg bei einem Dosierbarkeitsgradienten von $1 \text{ m/s}^2/^\circ$ bereits eine Maximalbeschleunigung von $1,5 \text{ m/s}^2$. Da die Beschleunigung als Indikator für die Beurteilung des Fahrverhaltens dient, werden folglich besonders Fahrzeugeinstellungen mit einer frühen Reaktion und einem gleichzeitig hohen Dosierbarkeitsgradienten schlechter bewertet. Die detaillierte Auswertung der Zustellungen ergibt, dass ein Fußwinkel von $2,9^\circ$ als zu frühe Fahrzeugreaktion angesehen werden kann. Dieser Wert ist jedoch nur für eine Zustellgeschwindigkeit von $6^\circ/\text{s}$ gültig und beachtet nicht das nachfolgende Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs. Deshalb wird der ermittelte Fußwinkel mit dem aus dem Probanden-

⁸³ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,2 \text{ s}$ und ein Fahrpedalleerweg von $1,5^\circ$ zugrunde.

versuch resultierenden maximalen Dosierbarkeitsgradienten von $0,7 \text{ m/s}^\circ$ gleichgesetzt, woraus sich eine Maximalbeschleunigung von $1,0 \text{ m/s}^2$ als noch „annehmbare“ Fahrzeugreaktion ergibt. Bei einem Leerweg von 0° könnte somit ein Dosierbarkeitsgradient bis maximal $0,34 \text{ m/s}^2/^\circ$ in einem Fahrzeug realisiert werden. Ein Leerweg von 2° würde hingegen bereits einen Gradienten von $1,1 \text{ m/s}^2/^\circ$ zulassen.

Wie aus dem Vergleich mit der Abb. 4.11 ebenfalls zu erkennen ist, verbessern sich die Bewertungen bei einem geringen Gradienten und einem kleinen mittleren Ruck, was auf den durch den kürzeren Leerweg hervorgerufenen geringeren Zustellungswinkel zurückzuführen ist. Als Ergebnis kann damit gezeigt werden, dass vor allem Einstellungen vermieden werden sollten, bei denen die Fahrzeugreaktion beim Anfahren mit einer Zustellgeschwindigkeit von $6^\circ/\text{s}$ bei einem größeren Fußwinkel als $5,8^\circ$ erfolgt. Bezogen auf ein durchschnittliches Fahrpedal mit einem maximalen Fußwinkel von 16° würde das einem Weg von ca. 36 % entsprechen. Um auch bei dieser Größe die nachfolgende Beschleunigungsreaktion zu beachten, könnte wiederum der minimale Dosierbarkeitsgradient dem berechneten Fußwinkel gleichgesetzt werden. Da hierfür jedoch kein eindeutiger Grenzwert bestimmbar ist, wird als Näherungslösung die bereits zuvor definierte Beschleunigungsschwelle verwendet. Demnach sollte für eine „annehmbare“ Bewertung bei einer Fahrpedalzustellung von $5,8^\circ$ eine Beschleunigung von mindestens 1 m/s^2 erreicht werden.

d) Auswertung der Probandenbeurteilungen bei Fahrzeugeinstellungen mit verkürzten Fahrpedalleerweg und zusätzlicher Totzeit

Als letztes Kriterium wird der Einfluss einer veränderten Ansprechzeit untersucht. Die Bewertungsergebnisse mit einer eingestellten Totzeit von $0,15 \text{ s}$, woraus eine mittlere Ansprechzeit von $0,35 \text{ s}$ resultiert, sind in der Abb. 4.15 dargestellt.

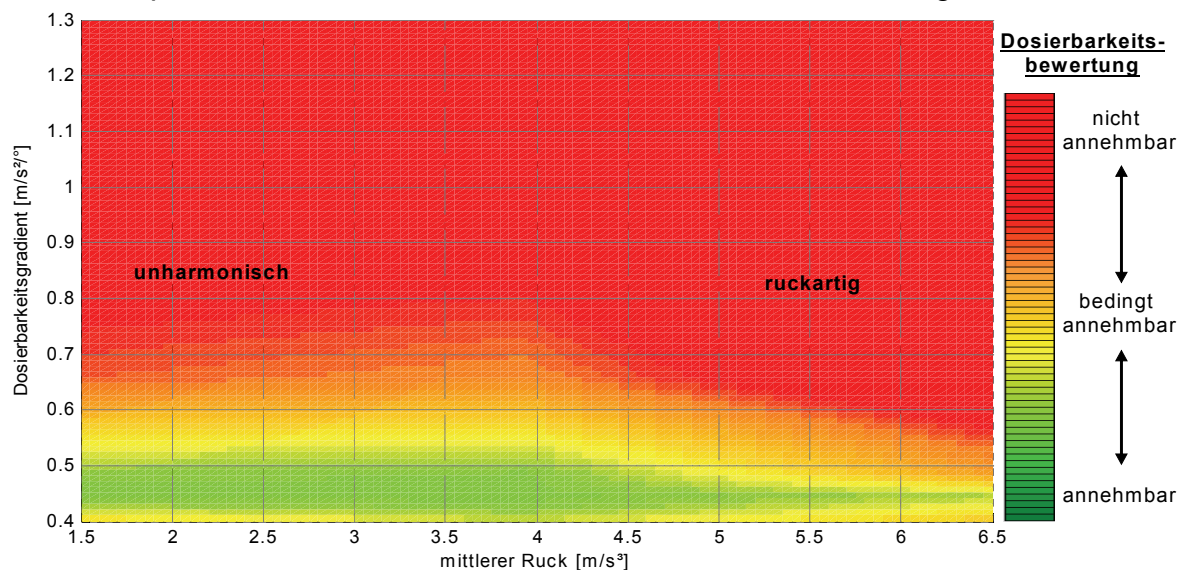


Abb. 4.15: Teilergebnis für das „vorsichtige“ Anfahren mit zusätzlicher Totzeit⁸⁴

⁸⁴ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,35 \text{ s}$ und ein Fahrpedalleerweg von $1,5^\circ$ zugrunde.

Gemäß der Abb. 4.15 hat eine verspätete Fahrzeugreaktion einen deutlichen Einfluss auf die Bewertungen. Dabei sind besonders die Einstellungen mit einem hohen Dosierbarkeitsgradienten von einer schlechteren Benotung betroffen. Um diesen Zusammenhang aufzuzeigen, werden zuerst theoretische Betrachtungen durchgeführt. So ist aus der Analyse der aufgezeichneten Messungen bereits der eigentliche Ablauf eines „vorsichtigen“ Anfahrvorgangs bekannt. Das Fahrpedal wird dabei mit einer bestimmten Geschwindigkeit zugestellt, bis sich die erste spürbare Fahrzeugreaktion ergibt. Da diese aufgrund der vorhandenen Totzeit später erfolgt, wird das Fahrpedal entsprechend weiter zugestellt, was jedoch eine verstärkte Beschleunigungsreaktion bewirkt. Im Bezug auf eine Zustellgeschwindigkeit von $6 \text{ }^\circ/\text{s}$ würde beispielsweise bei einer Totzeit von $0,15 \text{ s}$ ein zusätzlicher Fußwinkel von $0,9 \text{ }^\circ$ entstehen, was bei einem Dosierbarkeitsgradienten von $0,4 \text{ m/s}^2/^\circ$ eine um $0,36 \text{ m/s}^2$ höhere Maximalbeschleunigung zur Folge hat. Bei einem größeren Dosierbarkeitsgradienten fällt die Reaktion entsprechend stärker aus. Um diesbezüglich die genauen Abhängigkeiten von den Fahrzeugeinstellungen aufzuzeigen, werden weitere Berechnungen durchgeführt. Dafür wird das an das Versuchsfahrzeug angepasste Simulationsmodell verwendet. Mit diesem erfolgt eine Untersuchung der entstehenden Beschleunigungsdifferenzen bei unterschiedlichen Dosierbarkeitsgradienten sowie variiertem mittleren Ruck und geänderten mittleren Ansprechzeiten. Um die resultierenden Zusammenhänge zwischen den in Wechselwirkung zueinander stehenden Einflussgrößen aufzuzeigen, sind in der Abb. 4.16 die Verläufe für eine konstante Beschleunigungsdifferenz von 1 m/s^2 dargestellt.

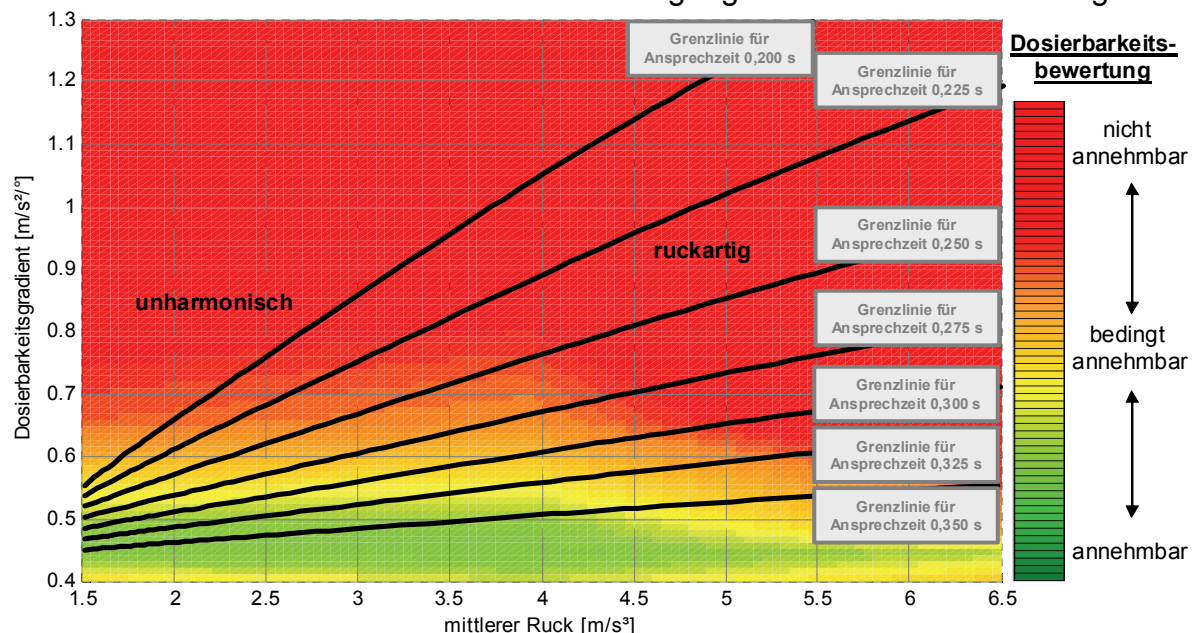


Abb. 4.16: Ergebnis für das „vorsichtige“ Anfahren mit variiertem Ansprechzeit

Der Untersuchung liegt dabei der bereits definierte Referenzanfahrvorgang mit einer Zustellgeschwindigkeit von $6 \text{ }^\circ/\text{s}$ bis zur ersten spürbaren Beschleunigungsreaktion zugrunde. Damit zeigt sich, dass ein verspätetes Ansprechen einen signifikanten

Einfluss auf die Dosierbarkeit hat. So darf beispielsweise bei einer Ansprechzeit von 0,35 s und einem mittleren Ruck von 4,5 m/s³ ein Dosierbarkeitsgradient von 0,5 m/s²/° nicht überschritten werden, da sonst ein „unharmonisches“ Anfahrverhalten entstehen würde. Bei einer Reduzierung der Ansprechzeit wären hingegen höhere Werte für den Dosierbarkeitsgradienten möglich.

4.1.4 Gesamtergebnis

Um sowohl ein „sportliches“ als auch ein „vorsichtiges“ Anfahrverhalten in einem Fahrzeug zu ermöglichen, werden im Folgenden die Untersuchungen der beiden separat durchgeführten Fahrmanöver zu einem Gesamtergebnis zusammengeführt. Das Ziel dieser Gesamtbetrachtung ist die Ermittlung von geeigneten Fahrzeugeinstellungen mit einer durchweg positiven Bewertung. Da hierfür mehrere Einflussgrößen zu beachten sind, und diese teilweise einen nichtlinearen Zusammenhang zur Anfahrtdosierbarkeit aufweisen, konnte bislang keine geeignete Korrelationsgleichung bestimmt werden. Deshalb soll an dieser Stelle als Ergebnis ausschließlich der mögliche Auslegungsbereich für den Dosierbarkeitsgradienten in Abhängigkeit vom mittleren Ruck sowie der mittleren Ansprechzeit aufgezeigt werden. Der sich bei einem optimalen Leerweg ergebende Bereich mit einem durchweg „annehmbaren“ Bewertungsergebnis ist in der Abb. 4.17 zusammengefasst.

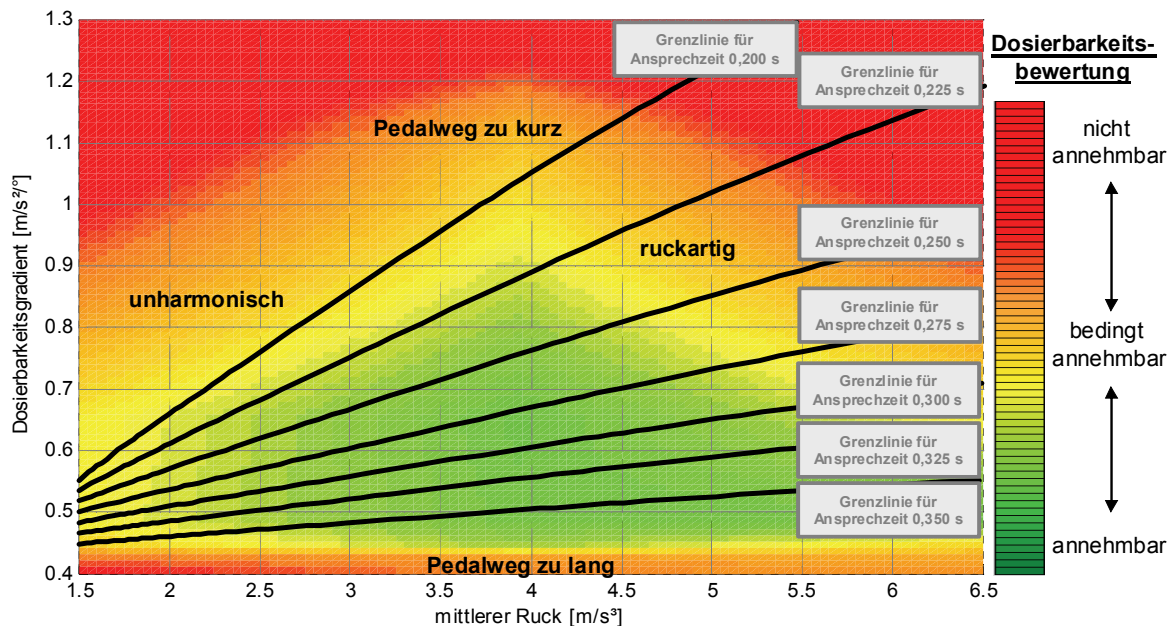


Abb. 4.17: Gesamtergebnis für die Anfahrtdosierbarkeit über das Fahrpedal

Der Ergebnisdarstellung ist zu entnehmen, dass sich in Abhängigkeit von der mittleren Ansprechzeit ein Bereich ergibt, der positiv bewertet wird und damit für eine mögliche Fahrzeugauslegung zur Verfügung steht. Daneben zeigen die Untersuchungen, dass auch die Fahrpedalzustellung für eine bestimmte Beschleunigung in einem gewissen Fußwinkelbereich liegen muss. Für eine Maximalbeschleunigung von 3,5 m/s² kann dafür ein Bereich zwischen 5,4° und 10,8° angegeben werden.

Bezüglich eines „vorsichtigen“ Anfahrmanövers, welches durch eine Beschleunigung von ca. 1 m/s² charakterisiert ist, sollte der Fußwinkel größer 2,9° betragen. Als Maximum kann ein Pedalwert von 5,8° bestimmt werden.

Neben der Dosierbarkeit muss auch stets der Agilitätseindruck für eine Beurteilung des Anfahrverhaltens berücksichtigt werden. Dieser ist ebenfalls von mehreren Einflussgrößen abhängig und wird mittels einer multiplen Korrelationsgleichung dargestellt. Dafür werden die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zum „sportlichen“ Anfahren verwendet, woraus sich folgende Gleichung mit einem korrigierten Bestimmtheitsmaß von 0,95 ergibt:

$$BN = -0,5 * Ruck_{mittl.} + 9,6 * Anspr_{mittl.} + 0,7 * (LW_{FP} + 3,5/DG) - 0,7 \quad (4.1)$$

mit: BN = Bewertungsnote für den Agilitätseindruck,
Ruck_{mittl.} = mittlerer Ruck,
Anspr_{mittl.} = mittlere Ansprechzeit,
LW_{FP} = Fahrpedalleerweg,
DG = Dosierbarkeitsgradient.

Die berechnete Bewertungsnote für die Agilität hat dabei den gleichen Maßstab wie bei den durchgeführten Probandenversuchen. Bei diesen wurde eine 9er Notenskala verwendet, bei der die Note 1 einen „sehr sportlichen“ und die Note 9 einen „sehr trägen“ Anfaheindruck widerspiegelt. Gemäß der Gleichung (4.1) sind somit für einen „agilen“ Anfaheindruck vor allem ein hoher mittlerer Ruck, ein geringer Fahrpedalleerweg, ein hoher Dosierbarkeitsgradient sowie eine geringe Ansprechzeit erforderlich.

4.2 Teillastanfahren über das Fahr- und Kupplungspedal

Für die Beurteilung des Anfahrverhaltens müssen bei Schaltgetriebefahrzeugen die unterschiedlichen Ausgangssituationen beachtet werden. So kann ein Beschleunigungsvorgang im ersten Gang aus einem bereits eingekuppelten Zustand erfolgen, wodurch die Antriebskraft ausschließlich über das Fahrpedal gesteuert wird.⁸⁵ Da hierbei die gleichen Voraussetzungen wie bei den in Kapitel 4.1 durchgeführten Untersuchungen gegeben sind, können die gewonnenen Erkenntnisse vollständig übernommen werden. Bei einem Anfahrvorgang aus dem Stand kommt jedoch neben dem Fahr- auch das Kupplungspedal als zusätzliches Steuerungselement zum Einsatz. Mit diesem wird je nach Zustellung ein entsprechendes Drehmoment übertragen und in Abhängigkeit von den weiteren Triebstrangkomponenten in eine spürbare Fahrzeugbeschleunigung umgewandelt. Während somit die Kupplung den

⁸⁵ Das Anfahrverhalten beinhaltet in dieser Arbeit ein Beschleunigungsvorgang aus dem Stand sowie aus einer Konstantfahrt im ersten Gang.

Beschleunigungsverlauf bis zum Einkuppelzustand bestimmt, wird über das Fahrpedal die Höhe des zur Verfügung stehenden Motordrehmoments festgelegt. Als Führungsgröße dient dabei die Motordrehzahl, die vor allem akustisch vom Fahrer wahrnehmbar ist.

Um den subjektiven Eindruck bei einem Anfahrvorgang mit Kupplung aufzeigen zu können, müssen insbesondere die Wirkungen der verschiedenen Steuerungselemente berücksichtigt werden. So kann beispielsweise bereits der Kupplungspedalkraftverlauf, infolge einer zu hohen Betätigungskraft, ohne die Durchführung eines einzigen Anfahrvorgangs eine negative Beurteilung hervorbringen. Daneben lässt auch das Übertragungsverhalten der Kupplung einen signifikanten Einfluss auf den Anfahrereindruck vermuten. Hierbei ist davon auszugehen, dass ab einer bestimmten Kupplungscharakteristik entweder die Dosierbarkeit deutlich erschwert wird oder sich der Agilitätseindruck aufgrund einer zu indirekten Wirkung verschlechtert. In diesem Zusammenhang muss jedoch auch die Interaktion zwischen Motor und Kupplung beachtet werden. So kann das Anfahren mit einem Fahrzeug, dessen Motor ein geringes Massenträgheitsmoment oder einen verzögerten Momentenaufbau aufweist, dazu führen, dass die Drehzahl beim Einkuppeln stark abfällt. Als Folge der daraus resultierenden erschwerten Regelbarkeit der Motordrehzahl würde der Einkuppelvorgang vom Fahrer bemängelt werden, was in diesem Fall jedoch nicht auf das Kupplungsverhalten sondern ausschließlich auf den Motor zurückzuführen wäre. Da somit auch stets die Kombination der verschiedenen Einflussgrößen beachtet werden muss, gestaltet sich die Beurteilung gegenüber dem Anfahren über das Fahrpedal deutlich schwieriger. Deshalb werden in dieser Arbeit nur ausgewählte Beschreibungsmerkmale untersucht.

4.2.1 Versuchsbeschreibung

Zur Ermittlung von relevanten Zusammenhängen zwischen den verschiedenen Beschreibungsmerkmalen und dem subjektiven Anfahrereindruck wird ein entsprechender Versuch durchgeführt, an dem insgesamt 20 Probanden teilnehmen.⁸⁶ Um hierbei eine möglichst große Anzahl von Einflussgrößen untersuchen zu können, kommt dafür das Fahrzeug C⁸⁷ zum Einsatz. Bei diesem sind mehrere Motor- und Kupplungseigenschaften sowie die Pedalkräfte und -wege verstellbar, wodurch eine Vielzahl von Variationsparametern mit beliebiger Spreizung zur Verfügung stehen. Um damit den subjektiven Anfahrereindruck aufzuzeigen und gleichzeitig die unterschiedlichen Anforderungen an das Fahrverhalten zu beachten, werden wiederum die beiden bereits definierten Fahrmanöver herangezogen. So

⁸⁶ Siehe dazu auch Kapitel 3.4.

⁸⁷ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.3.

sollen die unterschiedlichen Fahreigenschaften zuerst bezüglich einer schnellen Einordnung in den fließenden Straßenverkehr mittels eines „sportlichen“ und anschließend hinsichtlich eines „vorsichtigen“ Anfahrvorgangs beurteilt werden. Für die Darstellung der empfundenen Eindrücke sind spezielle Bewertungssysteme vorgesehen. Diese basieren auf einer direkten Beurteilung der verschiedenen Untersuchungsgrößen mit einem absoluten Maßstab in Form einer Skala von 1 bis 9. Wie aus der Abb. 4.18 zu erkennen ist, kennzeichnet die Note 1 dabei den jeweils besten Wert bezüglich der Dosierbarkeit sowie des Komforts. Des Weiteren soll bei dem „sportlichen“ Anfahrmanöver auch der Agilitätseindruck wiedergegeben werden. Dafür wird ebenfalls eine 9er Notenskala verwendet, bei der die Note 1 einen sehr „sportlichen“ und die Note 9 einen sehr „trägen“ Anfahrereindruck aufzeigt.

Wie gut gefällt Ihnen persönlich die Einstellung?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar			nicht annehmbar		
Bewertung aus Komfortsicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Wie gut können Sie die Antriebskraft regeln?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar			nicht annehmbar		
Bewertung aus Dosierbarkeitssicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Welchen Agilitätseindruck hinterlässt das Fahrzeug?

Bewertung aus Agilitätssicht	sportlich			neutral			träge		
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abb. 4.18: Bewertungssystem für das Teillastanfahren über das Fahr- und Kupplungspedal

Die Ergebnisse der Probandenbeurteilungen sowie die Analyse der aufgezeichneten Messungen werden nachfolgend beschrieben. Zur besseren Übersicht sind die Versuchsergebnisse in drei Abschnitte untergliedert. So werden zuerst die Bewertungen zur Bedienbarkeit des Kupplungspedals und anschließend der Einfluss der Kupplungs- und Motoreigenschaften auf die vorgegebenen Manöver ausgewertet.

4.2.2 Auswertung der Kupplungspedalkraftverläufe

Im Rahmen des Probandenversuchs sollen zuerst verschiedene Beschreibungsmerkmale für den Kupplungspedalverlauf untersucht werden. Dieser ist von Bedeutung, um den Fahrer einerseits bei häufigen Kupplungszustellungen physiologisch nicht zu überfordern und andererseits einen komfortablen Beschleunigungsvorgang zu ermöglichen. Bei konventionellen Kupplungssystemen wird der Kraftverlauf hauptsächlich von der Membranfederkennlinie und der Belagfederung, die der Kraft der Membranfeder entgegenwirkt, bestimmt.⁸⁸ Zur

⁸⁸ Vgl. Bofinger (1996), S. 6.

Beeinflussung der Kupplungskraft kommen heutzutage jedoch noch weitere Unterstützungselemente, wie beispielsweise Übertotpunktfedern oder Servosysteme, zum Einsatz, mit denen sich angepasste Verläufe realisieren lassen. Um diese miteinander vergleichen zu können, wurden bereits mehrere charakteristische Punkte definiert, deren Lage der Abb. 4.19 zu entnehmen ist.⁸⁹

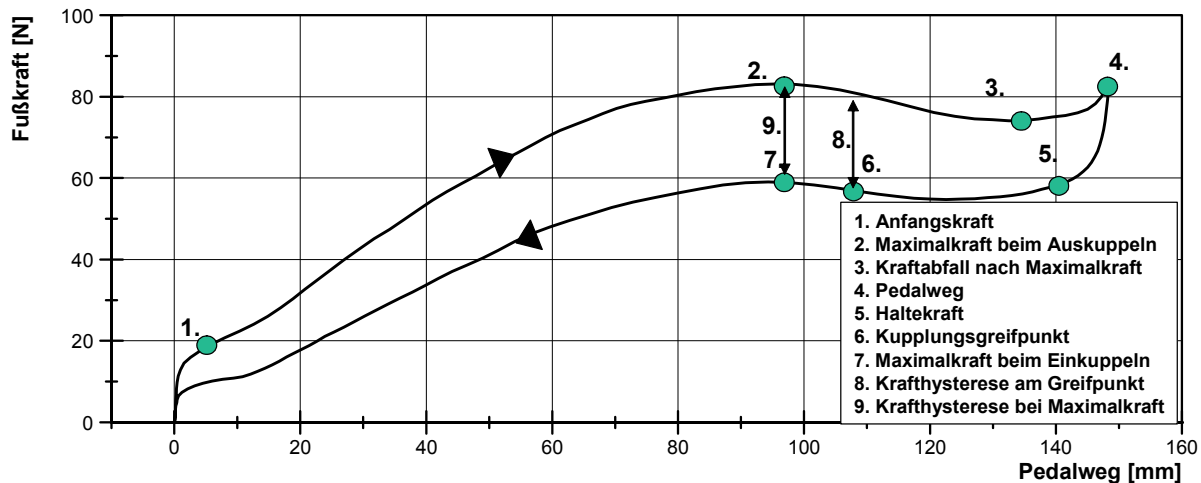


Abb. 4.19: Beschreibungsgrößen für den Kupplungspedalkraftverlauf

Die Anfangskraft ist notwendig, um das Kupplungspedal in Bewegung zu setzen und wird bei der ersten Verringerung des Kraftanstiegs, die meist bei einem Pedalweg von ca. 5 mm erkennbar ist, bestimmt. Des Weiteren sind auch die Maximalkräfte von entscheidender Bedeutung. Dafür werden beide Zustellungsrichtungen, das heißt sowohl der Ein- als auch der Auskuppelweg, beachtet. Die Werte ergeben sich dabei direkt aus dem Verlauf zwischen der Halte- und der Anfangskraft. Die Haltekraft kann bei 95 % des Gesamtwegs abgelesen werden und beschreibt die Kraft, die ein Fahrer aufbringen muss, um das Pedal gedrückt zu halten. Da die Reibung das Kupplungsniveau verringert, befindet sich der Punkt auf der Kurve des Einkuppelvorgangs. Zusätzlich wird auch die Breite der Hysterese⁹⁰ bei der Maximalkraft sowie am Kupplungsgreifpunkt ermittelt. Diese ist besonders für Regelungen am Kupplungspedal von Bedeutung.

Da für die Objektivierung eines Kupplungskraftverlaufs eine Vielzahl von Beschreibungsmerkmalen und auch deren gegenseitige Wechselwirkungen untersucht werden müssen, ist ein relativ großer Versuchsumfang erforderlich. Aufgrund der begrenzten Aufnahmefähigkeit der Probanden und im Hinblick auf weitere Untersuchungskriterien muss dieser jedoch auf ein überschaubares Maß reduziert werden. Deshalb sind nur ausgewählte Verlaufsgrößen für den Versuch vorgesehen. So soll der Einfluss folgender Beschreibungsmerkmale genauer bestimmt werden:

⁸⁹ Siehe dazu auch Kapitel 2.1.6.

⁹⁰ Die Hysterese kennzeichnet einen richtungsabhängigen Kraftunterschied, der durch Reibungen in den Lagern sowie anderen Stellen des Übertragungswegs entsteht.

1. Anfangskraft,
2. Maximalkraft beim Einkuppeln,
3. Hysterese am Kupplungsgreifpunkt,
4. Kupplungspedalweg,
5. Kupplungsgreifpunkt.

Zur Beurteilung werden die festgelegten Beschreibungsmerkmale in dem Versuchsfahrzeug systematisch variiert und für die verschiedenen Bewertungskategorien, nach der Durchführung beider Fahrmanöver, zusammenfassende Noten abgegeben. Um dabei eine Wechselwirkung gegenüber anderen Parametern auszuschließen, erfolgt bei diesen eine Einstellung auf einen konstanten Wert. Die Ergebnisse zu den einzelnen Untersuchungsgrößen sind nachfolgend aufgeführt.

a) Anfangskraft

Als erste Einflussgröße soll die Anfangskraft bezüglich ihrer subjektiven Wirkung untersucht werden. Da diese keinen Zusammenhang zur Fahrzeugdosierbarkeit aufweist, wird ausschließlich der Komforteindruck sowie die Änderung des Agilitätseindrucks aufgrund der variierten Kraft bestimmt. Das Ergebnis der Probandenbeurteilung ist in der Abb. 4.20 dargestellt.

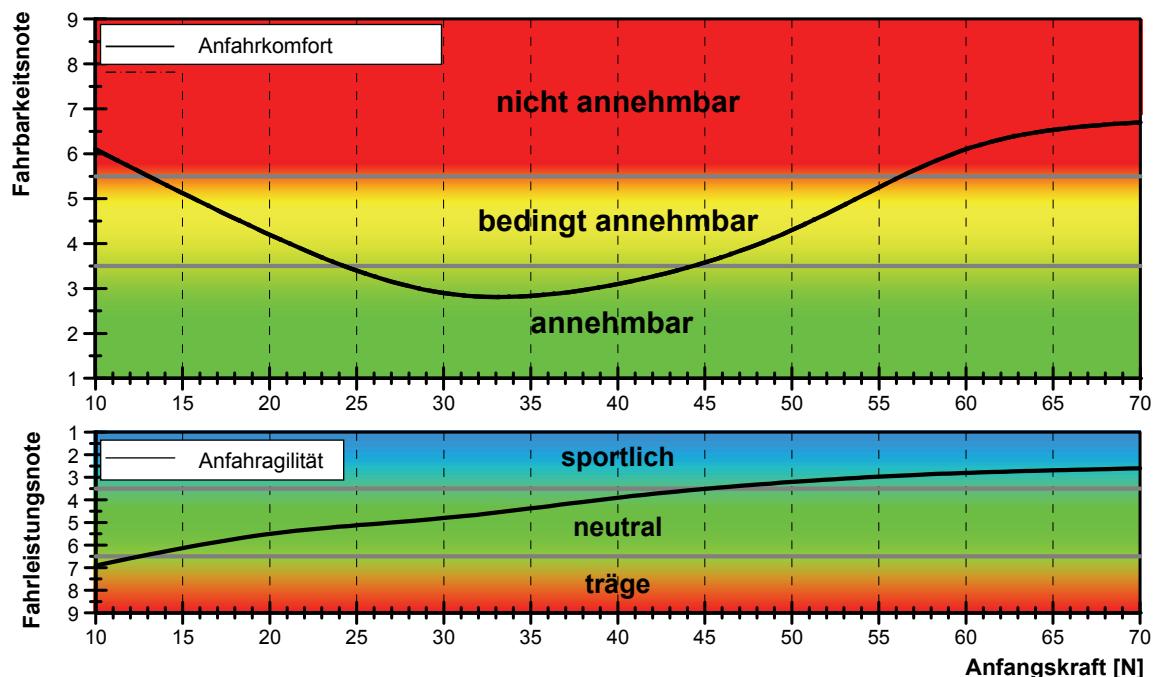


Abb. 4.20: Bewertungsergebnisse für die Anfangskraft

Gemäß den Bewertungsergebnissen sollte für eine positive Komfortbewertung eine Anfangskraft von über 25 N realisiert werden. Kräfte unterhalb dieser Grenze haben im Allgemeinen eine subjektiv zu geringe Rückmeldung des Pedals zur Folge, was mit einer entsprechend schlechteren Bewertung einhergeht. Bei einer Anfangskraft von über 45 N wird hingegen ein zu hoher Kraftaufwand bemängelt, was ebenfalls

einen negativen Eindruck bewirkt. Wie aus den Bewertungen zur Fahrleistung erkennbar ist, kann auch ein Einfluss auf den subjektiven Agilitätseindruck nachgewiesen werden. Dabei zeigt sich, dass das Fahrzeug mit zunehmender Kraft „sportlicher“ empfunden wird. Die ermittelten Grenzen für eine „träge“ beziehungsweise „sportliche“ Einstellung liegen bei 13 N und 45 N.

b) Maximalkraft beim Einkuppeln

Für die Objektivierung der Maximalkraft wird eine über den Pedalweg konstante Kraft vorgegeben. Somit kann weder die Halte- noch die Anfangskraft eine Wechselwirkung auf die Untersuchungsgröße ausüben, sodass die Unterschiede in den Bewertungsnoten ausschließlich auf das eingestellte Kraftniveau zurückzuführen sind. Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse zeigt sich, dass die jeweils optimale Kraft im Vergleich zu anderen Bewertungskriterien stark von den Präferenzen der Versuchsperson abhängig ist. Des Weiteren kann ermittelt werden, dass die individuelle aus Komfortsicht positive Kupplungskraft meist innerhalb eines relativ kleinen Wertebereichs liegt, wodurch insgesamt kein „annehmbares“ Ergebnis entsteht. Um trotzdem Grenzen für die maximale Einkuppelkraft aufzeigen zu können, wird, wie auch in der Abb. 4.21 zu erkennen ist, der relevante Auswertebereich für eine „annehmbare“ Einstellung um 0,5 Noten angehoben.

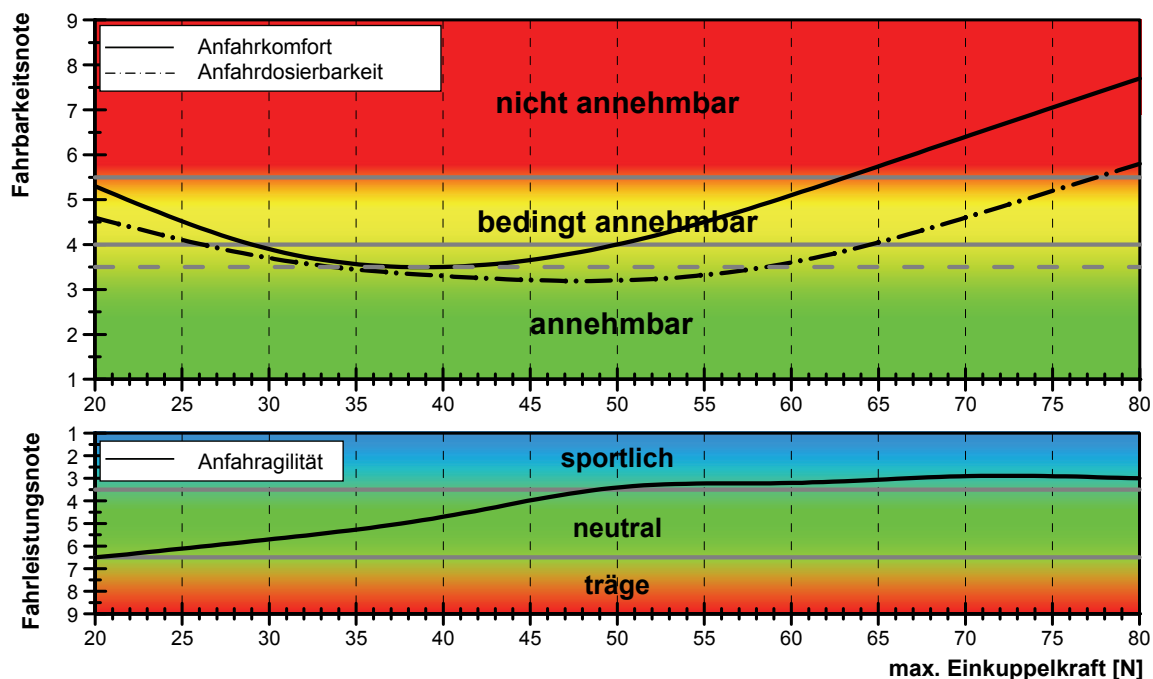


Abb. 4.21: Bewertungsergebnisse zum Kraftniveau beim Einkuppeln⁹¹

Aus Komfortsicht sollte das Kraftniveau damit in einem Bereich zwischen 30 N und 50 N liegen. In diesem haben 95 % der Probanden die jeweils beste Benotung abgegeben. Aus den Bewertungen zur Dosierbarkeit der Antriebskraft zeigt sich, dass

⁹¹ Bei dem Versuch wurde eine über den Pedalweg konstante Kraft vorgegeben.

diese durchweg besser beurteilt wird, sodass insgesamt der Komforteindruck den „annehmbaren“ Kraftbereich festlegt. Ein weiteres Untersuchungskriterium ist der Agilitätseindruck in Form einer Fahrleistungsnote. Hierbei wird der Fahrzeugcharakter mit ansteigender Kraft „sportlicher“ bewertet, sodass sich als Grenzen für eine „träge“ beziehungsweise „sportliche“ Einstellung Werte von 20 N und 50 N ergeben.

c) Kupplungsgreifpunkt

Neben den Kräften soll auch der Einfluss des Kupplungsgreifpunkts untersucht werden. Dieser wird vom Fahrer durch den Beginn der Fahrzeugbeschleunigung wahrgenommen und über den notwendigen Kupplungsweg bewertet. Da somit der Greifpunkt immer von dem ausgekuppelten Zustand aus betrachtet werden muss, stellt der Einkuppelweg das signifikante Beschreibungsmerkmal dar. Um bei den Probandenversuchen eine Abhängigkeit vom Kupplungskraftverlauf ausschließen zu können, wird dieser über den vollständigen Pedalweg auf ein konstantes Niveau von 40 N eingestellt. Folglich kann bei den Untersuchungen ausschließlich durch die variierte Lage des Greifpunkts der Unterschied in den Bewertungen erklärt werden. Die Ergebnisse aus dem Versuch sind in der Abb. 4.22 dargestellt.

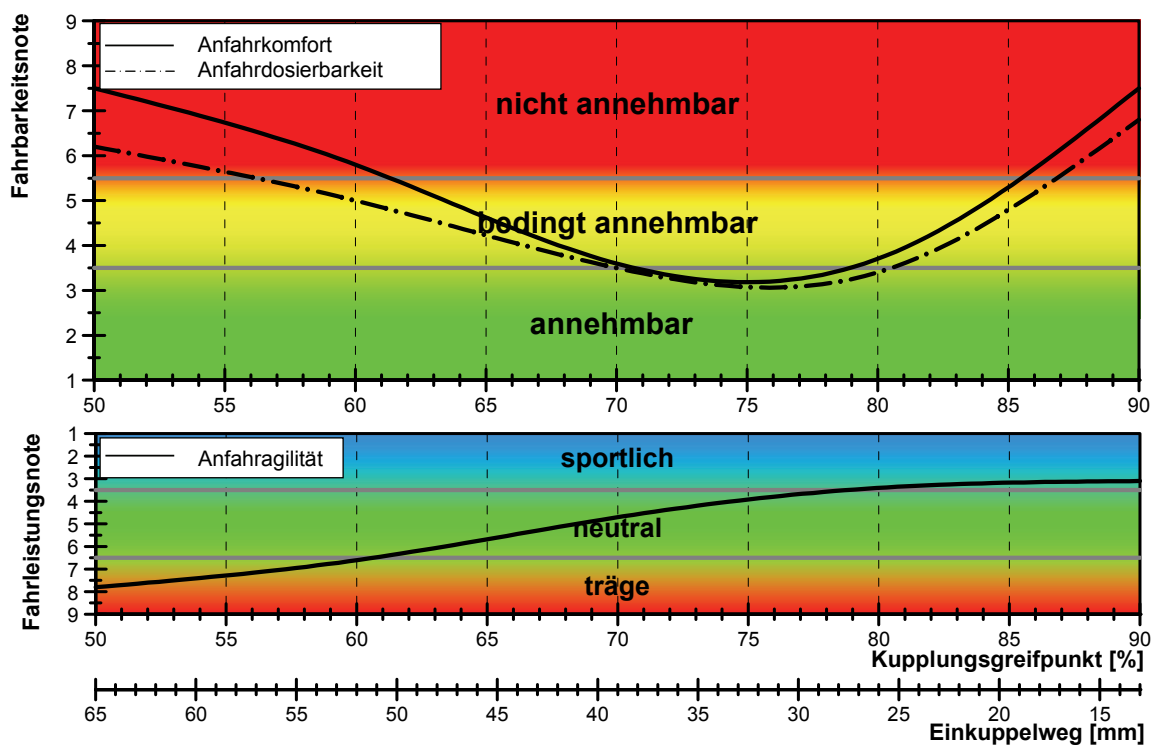


Abb. 4.22: Bewertungsergebnisse für den Kupplungsgreifpunkt

Der Greifpunkt sollte sich sowohl aus Dosierbarkeits- als auch aus Komfortsicht in einem Kupplungswegbereich von 27 mm bis 39 mm befinden. Bei größeren Werten wird der Weg als zu lang empfunden, was bei einer unveränderten Kupplungszustellung auch eine verspätete Fahrzeugbeschleunigung zur Folge hat. Bei einem

kürzeren Weg als 27 mm erhöht sich dagegen besonders die Abwürgegefahr für den Motor, was aus der vom Fahrer unerwartet frühen Kupplungsreaktion resultiert. Des Weiteren ist aus der Abb. 69 zu erkennen, dass sich der subjektive Fahrleistungseindruck mit der Verschiebung des Greifpunkts zu kleineren Werten hin verbessert. Insgesamt kann bei den Versuchen ab 51 mm ein „neutraler“ und ab 27 mm ein „sportlicher“ Anfahreindruck ermittelt werden.

d) Kupplungskrafthysterese

Als weitere Beschreibungsgröße für den Kupplungskraftverlauf soll der Einfluss der Hysterese bestimmt werden. Diese beschreibt einen richtungsabhängigen Kraftunterschied und wird vom Fahrer vor allem durch die höhere Kraftanforderung beim Auskuppeln wahrgenommen. In der Abb. 4.23 sind die Bewertungsergebnisse aus dem Probandenversuch dargestellt.

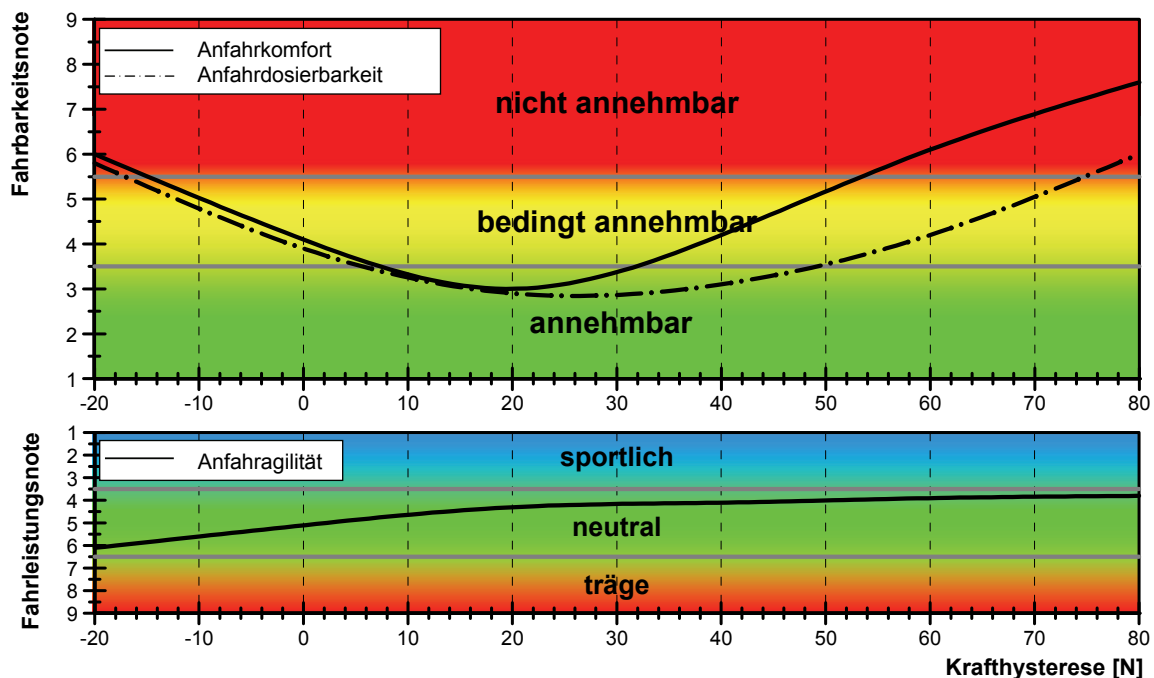


Abb. 4.23: Bewertungsergebnisse für die Kupplungskrafthysterese

Gemäß den Untersuchungsergebnissen sollte die Hysterese für einen positiven Anfahreindruck zwischen 8 N und 32 N betragen. Bei einem Wert unter 8 N wird von den Probanden eine zu geringe Gegenkraft bemängelt, was vor allem die exakte Positionierung des Kupplungspedals erschwert. Eine Hysterese über 32 N führt hingegen dazu, dass sich ein schnelles Nachregeln aufgrund des entstehenden Kraftsprungs deutlich schwerer gestaltet und den Komforteindruck somit negativ beeinflusst. Die Dosierbarkeit wird jedoch erst ab einem Wert von 50 N beanstandet. Auf die Fahrleistungsbewertung übt die Hysterese nur einen relativ geringen Einfluss aus. Tendenziell ist bei einer kleineren Kraftdifferenz eine leichte Verschiebung des Agilitätseindrucks zu einem „trägen“ Charakter hin erkennbar.

e) Kupplungspedalweg

Als letzte Untersuchungsgröße wird der Einfluss des Pedalwegs betrachtet. Aufgrund des im Versuchsfahrzeug eingebauten Kupplungspedals ist jedoch der maximale Weg begrenzt. Deshalb kann gegenüber dem Ausgangswert von 126 mm ausschließlich die Wirkung eines verringerten Pedalwegs untersucht werden. Die damit erzielten Ergebnisse, unter Vernachlässigung der individuellen Probandenvoraussetzung, wie beispielsweise Körpergröße, sind in der Abb. 4.24 dargestellt.

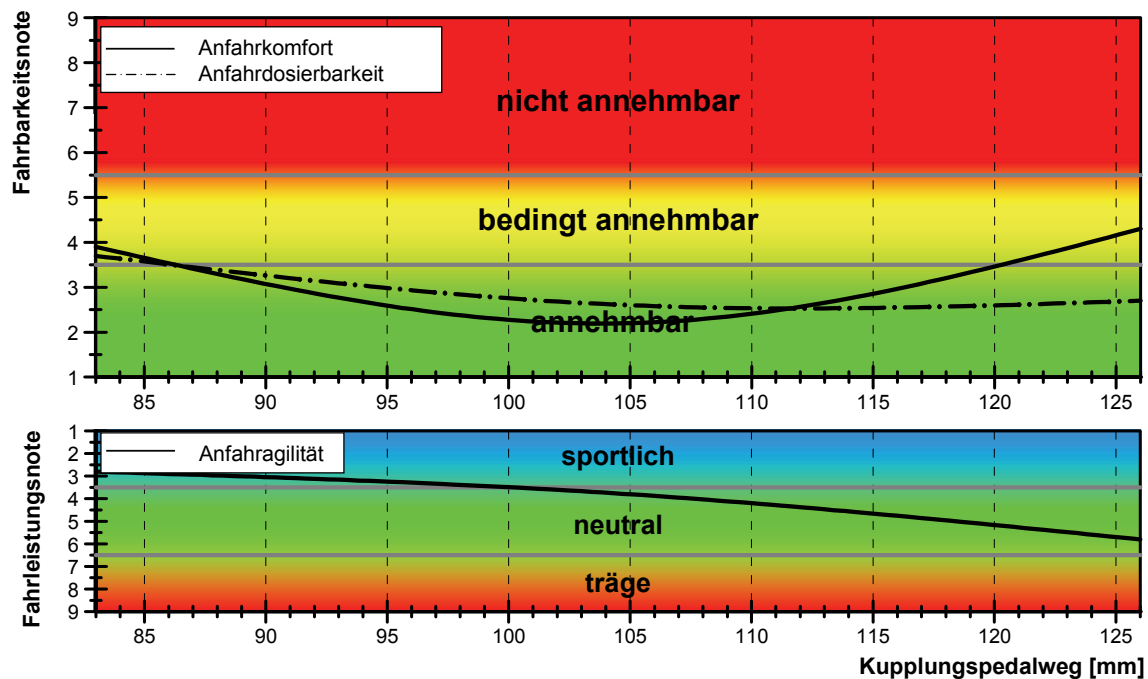


Abb. 4.24: Bewertungsergebnisse für den Kupplungspedalweg

Eine Verschlechterung der Fahrzeugdosierbarkeit kann nur bei einem kurzen Pedalweg nachgewiesen werden. Für den Komfort zeichnen sich jedoch eindeutige Grenzen ab. So haben ausschließlich Kupplungspedalwege zwischen 86 mm und 120 mm eine positive Bewertung zur Folge. Außerhalb dieses Bereichs werden die Wege von den Probanden entweder als unnötig lang beschrieben oder weisen erste Tendenzen für eine Verschlechterung der Dosierbarkeit auf. Erwartungsgemäß wird auch der Fahrleistungseindruck stark vom Pedalweg beeinflusst. So entsteht aus der Sicht der Probanden vor allem bei kurzen Pedalwegen unter 100 mm ein „sportlicher“ Anfahrereindruck. Aufgrund des Verlaufs für den Fahrleistungseindruck ist zudem davon auszugehen, dass Wege über 128 mm als „träge“ bewertet werden.

4.2.3 Auswertung der „sportlichen“ Teillastanfahrvorgänge

Wie die Untersuchungen zum Kupplungskraftverlauf zeigen, hat dieser bereits einen deutlichen Einfluss auf den subjektiven Anfahrereindruck. Für eine umfassende Beurteilung müssen jedoch auch das weitere Kupplungsverhalten sowie die jeweiligen Motoreigenschaften beachtet werden. Dafür sind im Rahmen der Probandenversuche weitere Untersuchungsumfänge vorgesehen. Hierbei erfolgt wiederum eine

systematische Variation definierter Beschreibungsmerkmale mit einer anschließenden Bewertung hinsichtlich des entstehenden Anfahrindrucks.

a) Auswertung der gemessenen Pedalzustellungen

Da die subjektive Beurteilung anhand der Fahrzeugreaktion durchgeführt wird, diese jedoch im Teillastbereich stets einen Zusammenhang zur Zustellung bedingt, sollen zuerst die aufgezeichneten Messungen für das Manöver „sportliches Anfahren“ ausgewertet werden. Die Abb. 4.25 zeigt diesbezüglich eine prinzipielle Zustellung und die dazugehörige Fahrzeugreaktionen in Form der Beschleunigung und der Motordrehzahl.

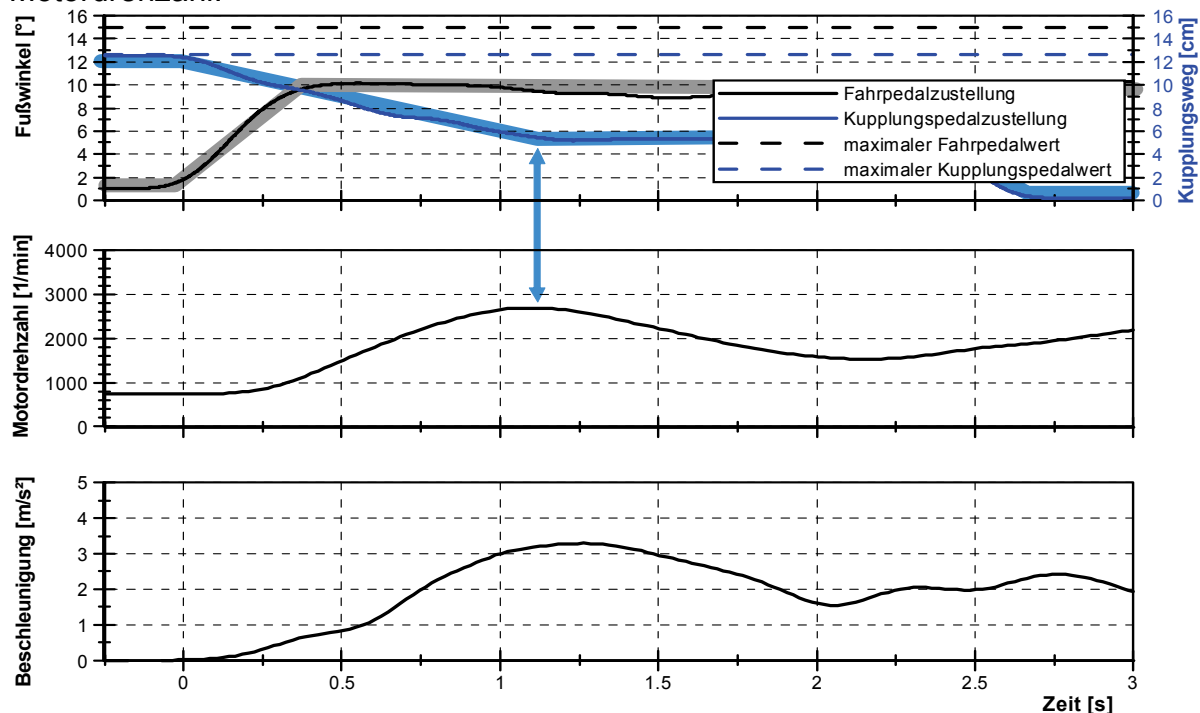


Abb. 4.25: Charakteristische Pedalzustellung bei einem „sportlichen“ Anfahrvorgang

Das Fahrpedal wird hierbei auf einen bestimmten Fußwinkel zugestellt. Bei 98 % der aufgezeichneten Anfahrvorgänge kann dafür ein linearer Verlauf nachgewiesen werden, was einer konstanten Zustellgeschwindigkeit entspricht. Danach wird das Fahrpedal im Allgemeinen nicht weiter betätigt, sodass der eingestellte Fußwinkel das zur Verfügung stehende Motormoment für den Anfahrvorgang vollständig festlegt. Nahezu gleichzeitig mit dem Fahrpedal beginnt auch die Zustellung der Kupplung. So ist aus den Messungen im Vergleich zu der Fahrpedalzustellung für die erste sichtbare Kupplungsbetätigung im Durchschnitt ein nur um 0,03 s (+0,13 s /- 0,15 s)⁹² früherer Zeitpunkt ermittelbar. Die Zustellung der Kupplung kann dabei wiederum anhand eines linearen Verlaufs beschrieben werden. So erfolgt bei 88 % der aufgezeichneten Anfahrvorgänge die Kupplungsbetätigung mit nahezu konstanter Geschwindigkeit auf einen bestimmten Pedalwert. Danach wird die Kupp-

⁹² Die Werte in der Klammer zeigen den Bereich in dem 75 % der ausgewerteten Messwerte liegen.

lung nicht weiter zugestellt, bis der Einkuppelvorgang vollständig abgeschlossen ist. Um diesbezüglich charakteristische Zustellungsgrößen zu erhalten, werden die Messungen im Hinblick auf die Zustellgeschwindigkeiten und die Pedalwerte analysiert. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in der Abb. 4.26 dargestellt.

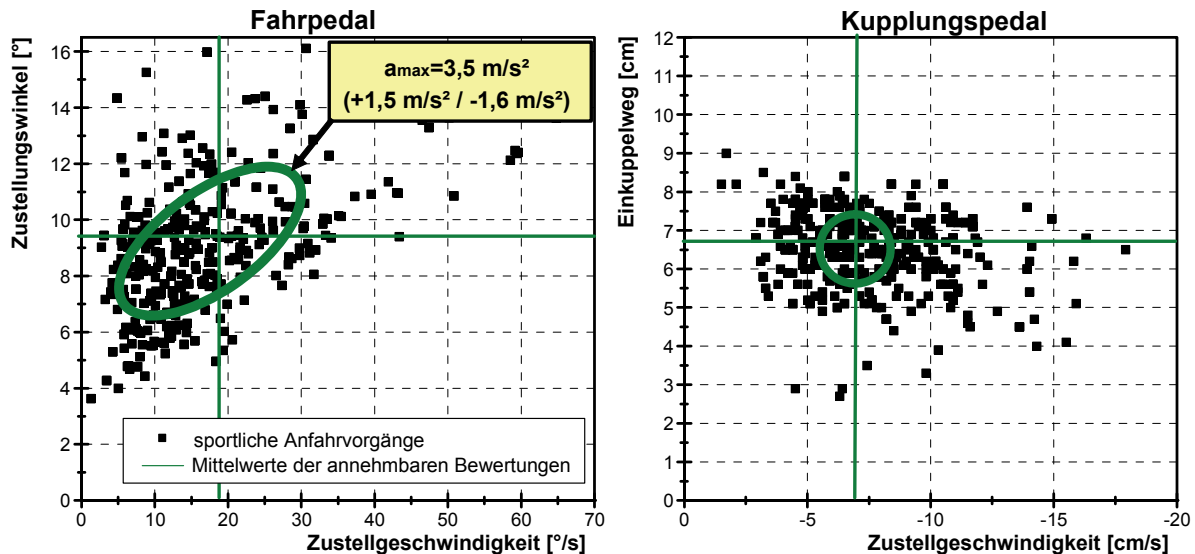


Abb. 4.26: Zustellungskenngößen eines „sportlichen“ Anfahrvorgangs

Um den Einfluss einer schlechten Fahrzeugeinstellung auszuschließen, werden nur die mit „annehmbar“ bewerteten Anfahrvorgänge zur Festlegung von relevanten Zustellungsgrößen herangezogen. Damit zeigt sich, dass das Fahrpedal im Durchschnitt mit $18,5 \text{ }^\circ/\text{s}$ ($+14,6 \text{ }^\circ/\text{s}$ / $-11,1 \text{ }^\circ/\text{s}$) auf einen Fußwinkel von $9,4^\circ$ ($+2,8^\circ$ / $-2,1^\circ$) zugestellt wird. Die Kupplungspedalzustellung erfolgt mit $7,3 \text{ cm/s}$ ($+2,6 \text{ cm/s}$ / $-3,6 \text{ cm/s}$) auf einen Wert von $6,6 \text{ cm}$ ($+1,0 \text{ cm}$ / $-1,1 \text{ cm}$), was einem Einkuppelweg von 6 cm ($+1,1 \text{ cm}$ / $-1,0 \text{ cm}$) entspricht. Im Gegensatz zum Fahrpedal, bei dem erfahrungsgemäß der Zustellungsfußwinkel vor allem von der Fahrzeugeinstellung und der gewünschten Beschleunigung abhängig ist, kann bei der Kupplung ein eindeutiger Zusammenhang zur Fahrzeugreaktion nachgewiesen werden. So wird bei 97 % der Anfahrvorgänge das Kupplungspedal nur solange zugestellt, bis die Motordrehzahl nicht mehr ansteigt. Da somit der Zustellungszeitpunkt der Kupplung durch den Drehzahlverlauf direkt festgelegt ist, muss zur vollständigen Beschreibung eines kundennahen Anfahrvorgangs nur der von der Fahrzeugeinstellung abhängige Fahrpedalfußwinkel beachtet werden. Dafür wird die erreichte Beschleunigung während der Einkuppelphase berechnet, woraus sich ein mittlerer Wert von $3,5 \text{ m/s}^2$ ($+1,5 \text{ m/s}^2$ / $-1,6 \text{ m/s}^2$) ergibt. Mit diesem Ergebnis kann ein durchschnittlicher kundennaher Anfahrvorgang definiert werden. Dabei wird gleichzeitig das Fahrpedal mit $18,5 \text{ }^\circ/\text{s}$ und die Kupplung mit $7,3 \text{ cm/s}$ zugestellt. Der Fußwinkel ergibt sich aus der Fahrzeugeinstellung und sollte so gewählt werden, dass eine maximale Beschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ entsteht. Der Zustellungszeitpunkt der Kupplung ist hingegen von der Motordrehzahl abhängig, wodurch kein explizierter Wert angegeben werden muss.

b) Auswertung der Probandenbeurteilungen für den Kupplungsgradienten

Um auch den subjektiven Eindruck des entstehenden Fahrverhaltens aufzeigen zu können, werden im Folgenden die Bewertungsnoten der Probanden ausgewertet. Für die Beurteilung des Kupplungsverhaltens muss diesbezüglich jedoch zuerst die Definition einer reproduzierbaren Beschreibungsgröße erfolgen. Dazu wird in dem Versuchsfahrzeug das Übertragungssystem der Kupplung so parametrisiert, dass ein linearer Zusammenhang zwischen dem Kupplungspedalweg und dem übertragenden Kupplungsmoment entsteht. Da der Fahrer nicht das Moment sondern ausschließlich die daraus resultierende Fahrzeugbeschleunigung wahrnimmt, dient diese als Bezugsgröße. Das sich daraus ergebende Beschreibungsmerkmal wird im Rahmen dieser Arbeit als Kupplungsgradient bezeichnet und charakterisiert die Änderung der Beschleunigung je Kupplungspedalweg in $\text{m/s}^2/\text{cm}$. Zur Variation werden verschiedene Funktionen in das Steuerungssystem des Fahrzeugs eingearbeitet. Damit kann das Sollsignal des elektronisch angesteuerten Kupplungsstellers in Abhängigkeit vom Pedalweg beliebig geändert werden, was ein differierendes Kupplungsverhalten ermöglicht. Die sich daraus ergebenden Bewertungsergebnisse der Probanden für das „sportliche“ Anfahrmanöver und den definierten Kupplungsgradienten sind in der Abb. 4.27 dargestellt.

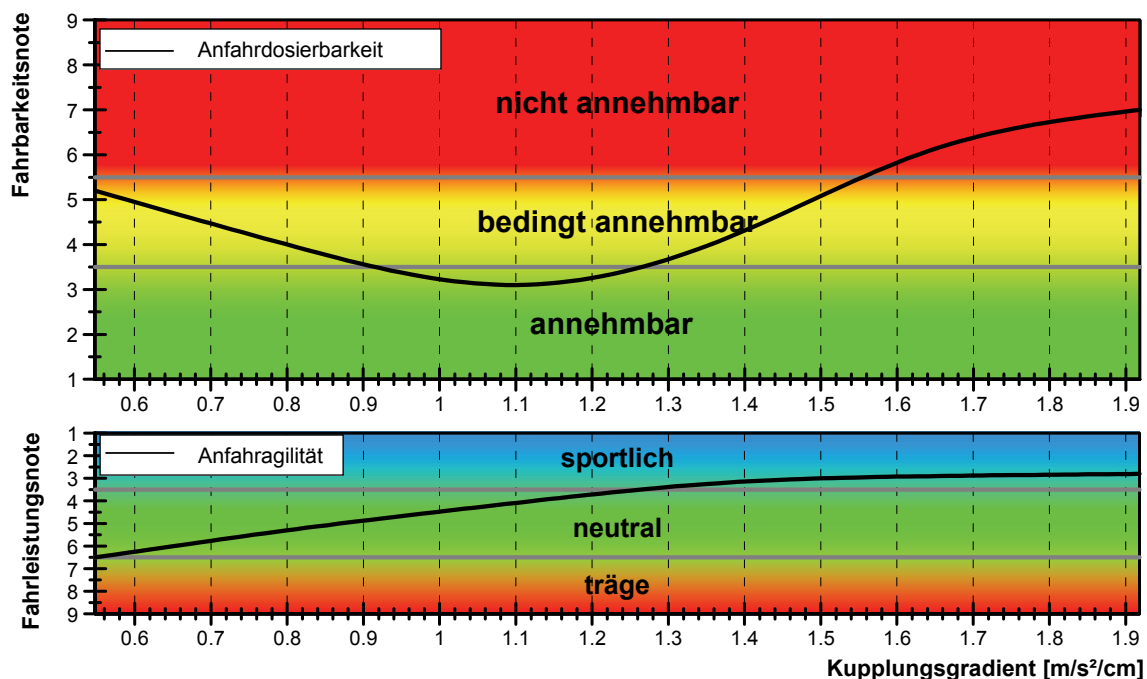


Abb. 4.27: Einfluss des Kupplungsgradienten beim „sportlichen“ Anfahren⁹³

Wie aus der Abb. zu erkennen ist, beurteilen die Probanden den Bereich zwischen einem Kupplungsgradienten von $0,9 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ und $1,3 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ als die aus ihrer Sicht

⁹³ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,4 \text{ s}$, ein Dosierbarkeitsgradient von $0,32 \text{ m/s}^2/^\circ$, ein mittlerer Ruck von 5 m/s^3 , ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

beste Einstellung bezüglich der Dosierbarkeit. Anhand der abgegebenen Kommentare zeigt sich, dass bei Werten über $1,3 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ vor allem ein schwer regelbares Anfahrverhalten bezüglich der Motordrehzahl entsteht. Bei Einstellungen unter $0,9 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ wird hingegen die Fahrzeugreaktion aufgrund einer indirekten Kupplungsreaktion als zu „spät“ beziehungsweise als zu „träge“ beschrieben. Ein solches Verhalten kann dabei durch zwei unterschiedliche Kupplungseigenschaften hervorgerufen werden. So kommen sowohl der als Folge der Kupplungseinstellung entstehende lange Zustellungsweg als auch die reduzierte Beschleunigungszunahme je Pedalweg und damit der Gradient als mögliche Ursachen in Betracht. Um diesbezüglich eine exakte Aussage treffen zu können, werden noch weitere Untersuchungen mit verändertem Kupplungsgreifpunkt durchgeführt. Dieser wird dabei so variiert, dass sich die entstehende Auswirkung der Gradientenänderung auf den Zustellungsweg verringert, was bei einem kleinen Gradienten eine Greifpunktreduzierung bedingt. Bei einem hohen Kupplungsgradienten müssen hingegen die sich verkürzenden Zustellungswege durch eine entsprechende Leerwegvergrößerung ausgeglichen werden. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Abb. 4.28 dargestellt.

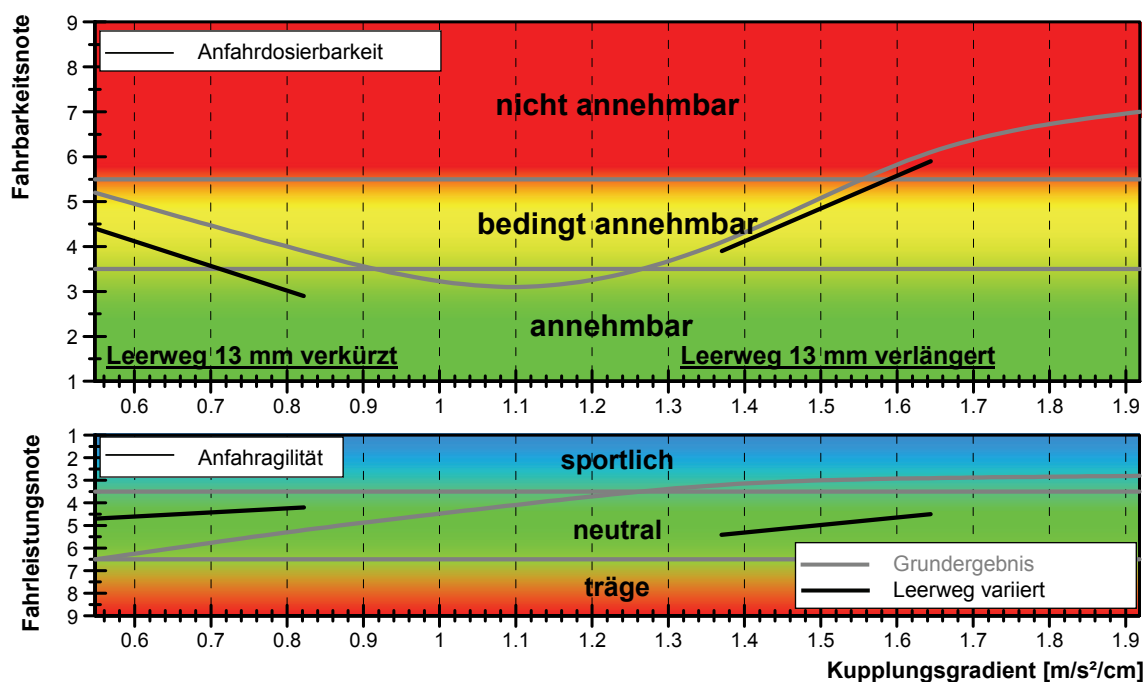


Abb. 4.28: Einfluss des Kupplungsgradienten in Abhängigkeit vom Leerweg beim „sportlichen“ Anfahren⁹⁴

Im Vergleich zu den Grundergebnissen verbessern sich die Bewertungen der Probanden bei einem niedrigen Kupplungsgradienten, was vor allem auf eine Verringerung des „trägen“ Anfahreindrucks zurückzuführen ist. Da somit auch eine

⁹⁴ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,4 \text{ s}$, ein Dosierbarkeitsgradient von $0,32 \text{ m/s}^2/^\circ$, ein mittlerer Ruck von 5 m/s^3 , ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

weitere Reduzierung des Kupplungsgradienten zulässig ist, kann die schlechtere Bewertung ausschließlich durch den Zustellungsweg erklärt werden. Um diesbezüglich einen genauen Wert angeben zu können, wird der maximale Kupplungsweg mit einer noch „annehmbaren“ Bewertung berechnet. Da der Kupplungsweg einen Zusammenhang zur Fahrzeugreaktion bedingt, dient als Bezugsgröße die für das Manöver „sportliches“ Anfahren durchschnittliche Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$. Als Ergebnis kann damit bei einem eingestellten Leerweg von 39 mm und einem Gradienten von $0,9 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ ein Grenzeinkuppelweg von 78 mm bestimmt werden. Nahezu der gleiche Wert ergibt sich aus der Untersuchung mit einem um 13 mm verkürzten Leerweg, was die Größe als ein signifikantes Beschreibungsmerkmal bestätigt. Um neben dem Weg und der Zeit auch den minimalen Kupplungsgradienten aufzuzeigen, werden die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zur „annehmbaren“ Lage des Greifpunkts, welcher dem Leerweg der Kupplung entspricht, herangezogen.⁹⁵ Aus dem Versuch ist dafür ein Wert von 27 mm als kürzeste Einstellung mit einer entsprechend positiven Bewertung ermittelbar. Mit dieser Einschränkung für die mögliche Leerwegreduzierung sowie dem zuvor bestimmten maximalen Einkuppelweg von 78 mm für eine Beschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ ist rechnerisch eine Verringerung des Kupplungsgradienten bis zu einem Wert von $0,67 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ möglich.

Neben den Untersuchungen zu dem „indirekten“ Anfahreindruck sollen auch genauere Analysen zum negativen Einfluss eines hohen Kupplungsgradienten durchgeführt werden. Aus der Abb. 4.28 ist diesbezüglich kaum eine Verbesserung infolge des veränderten Leerwegs erkennbar, so dass sich ein Wert von $1,3 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ als Grenze für eine schlechtere Regelbarkeit des Anfahrvorgangs ergibt. Da der Kupplungsgradient definitionsgemäß ausschließlich einen Zusammenhang zur Fahrzeugbeschleunigung herstellt, jedoch die schlechte Regelbarkeit sich vor allem auf die Motordrehzahl bezieht, sind genaue Auswertungen zum entstehenden Fahrverhalten unabdingbar. Dafür kommt ein an das Versuchsfahrzeug angepasstes Simulationsmodell zum Einsatz, mit dem ein direkter Bezug zu den Fahrzeugreaktionen bei unterschiedlichen Kupplungseinstellungen hergestellt werden kann. In der Abb. 4.29 sind beispielhaft zwei Anfahrvorgänge mit verschiedenen Kupplungsgradienten dargestellt.

⁹⁵ Siehe dazu auch Kapitel 4.2.2.

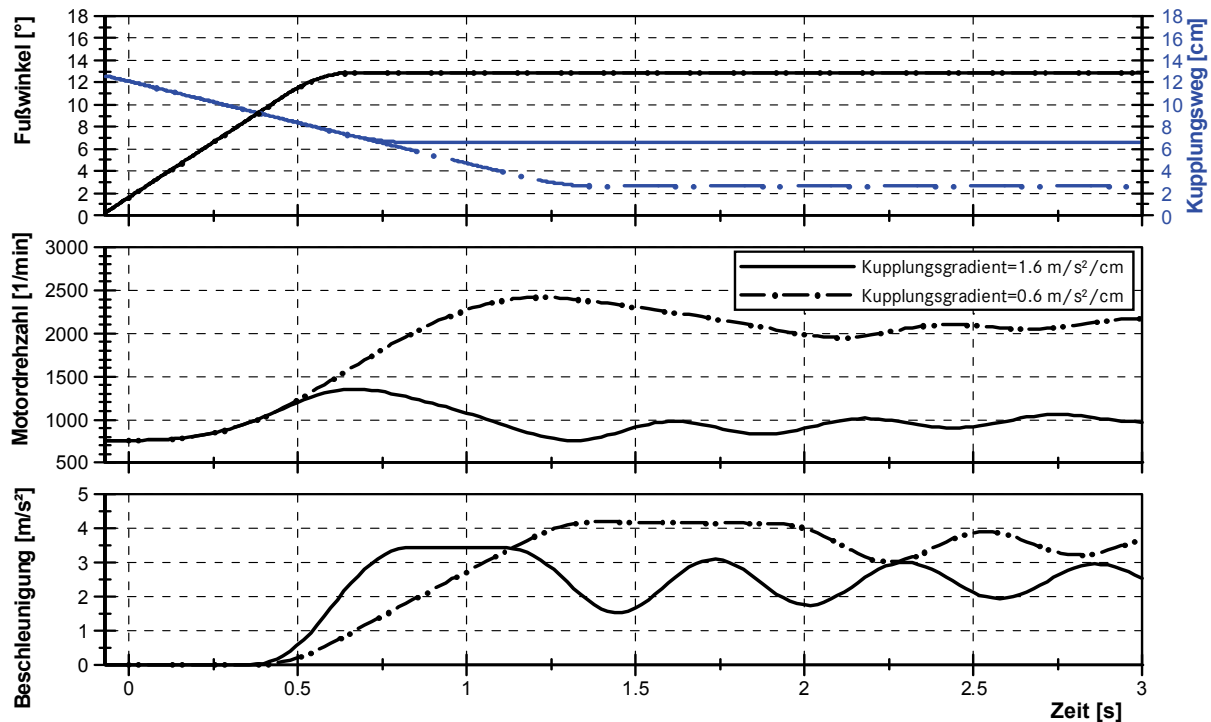


Abb. 4.29: Anfahrvorgänge mit unterschiedlichen Kupplungsgradienten

Bei beiden Anfahrvorgängen erfolgen die Pedalbetätigungen zum gleichen Zeitpunkt und mit jeweils identischen Zustellgeschwindigkeiten. Das Fahrpedal wird zudem auf einen konstanten Fußwinkel zugestellt, wodurch die gleichen Voraussetzungen bezüglich des zur Verfügung stehenden Motormoments vorhanden sind. Im Gegensatz zum Fahrpedal ergibt sich der Zustellungswert der Kupplung direkt aus dem Verlauf der Motordrehzahl, weshalb unter anderem unterschiedliche Einkuppelwege entstehen. Da diese als Grund für die schlechte Regelbarkeit ausgeschlossen werden können, sollen vor allem das Motordrehzahl- und Beschleunigungsverhalten näher betrachtet werden. Diesbezüglich ist anhand der beiden Anfahrvorgänge nachweisbar, dass eine Vergrößerung des Kupplungsgradienten insbesondere ein geringeres Drehzahlniveau zur Folge hat. Zudem ist auch die Reaktionszeit, welche die Zeit bis zum Erreichen der Maximalbeschleunigung kennzeichnet, von der Gradientenänderung betroffen. Um für die beeinflussten Verlaufsgrößen genaue Werte angeben zu können, werden diese in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten berechnet. Dabei wird der zuvor ermittelte durchschnittliche Anfahrvorgang zugrunde gelegt. Die Abb. 4.30 zeigt ausgewählte Ergebnisse dieser Untersuchung.

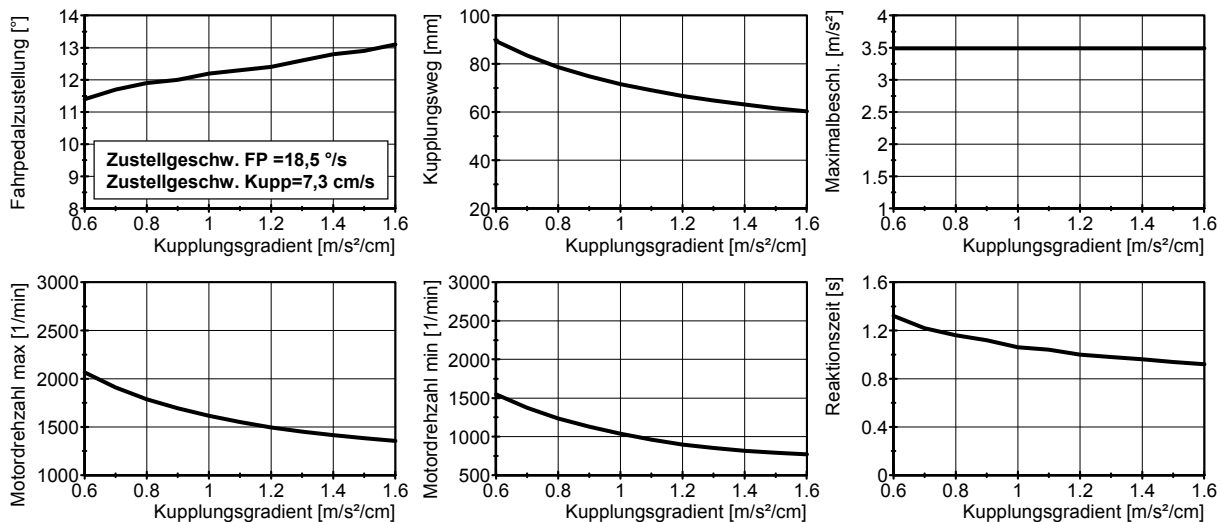


Abb. 4.30: Beschreibungsgößen für einen „sportlichen“ Anfahrvorgang in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten⁹⁶

Gemäß der Abb. können einiger der bereits zuvor beschriebenen Auswirkungen eines veränderten Kupplungsgradienten quantitativ veranschaulicht werden. So zeigt sich beispielsweise, dass mit steigendem Gradienten die Fahrpedalzustellung für eine konstante Maximalbeschleunigung geringfügig erhöht werden muss. Des Weiteren ist mit steigendem Gradienten auch eine kürzere Zeit bis zum Erreichen der Maximalbeschleunigung nachweisbar, was sich unter anderem in dem sportlicheren Agilitätseindruck widerspiegelt. Außerdem zeigen die Berechnungsergebnisse, dass sich die minimale Anfahrerdrehzahl deutlich verringert, was unter anderem eine größere Abwürgegefahr des Motors zur Folge hat und damit die schlechtere Regelbarkeit erklärt. Für einen Kupplungsgradienten von $1,3 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ wäre demnach eine minimale Anfahrerdrehzahl von 800 1/min als signifikanter Grenzwert für eine schlechte Kupplungseinstellung bestimmbar. Bei Schaltgetriebefahrzeugen kann jedoch der Drehzahlverlauf aufgrund einer angepassten Pedalzustellung auch beliebig verändert werden. Ein Beispiel dafür wäre eine Reduzierung der Kupplungszustellgeschwindigkeit bei einem ansteigenden Kupplungsgradienten, um damit das Motordrehzahlniveau anzuheben und die Abwürgegefahr zu verringern. Eine solche Anpassung kann anhand der aufgezeichneten Anfahrvorgänge der Probanden nachgewiesen werden. So reduziert sich die Zustellgeschwindigkeit der Kupplung bei Gradienten über $1,2 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ um $1,1 \text{ cm/s}$ beziehungsweise 15% gegenüber dem Durchschnittswert für ein „annehmbares“ Fahrverhalten. Im Vergleich zu den Einstellungen unter $0,8 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ ergibt sich sogar eine Reduzierung um 30% . Um die Auswirkungen derartiger Anpassungen aufzuzeigen, ist in der Abb. 4.31 ein Vergleich mit unterschiedlichen Zustellgeschwindigkeiten für die Kupplung dargestellt.

⁹⁶ Die Begriffe Ruck und Beschleunigungsanstieg werden in dieser Arbeit synonym verwendet.

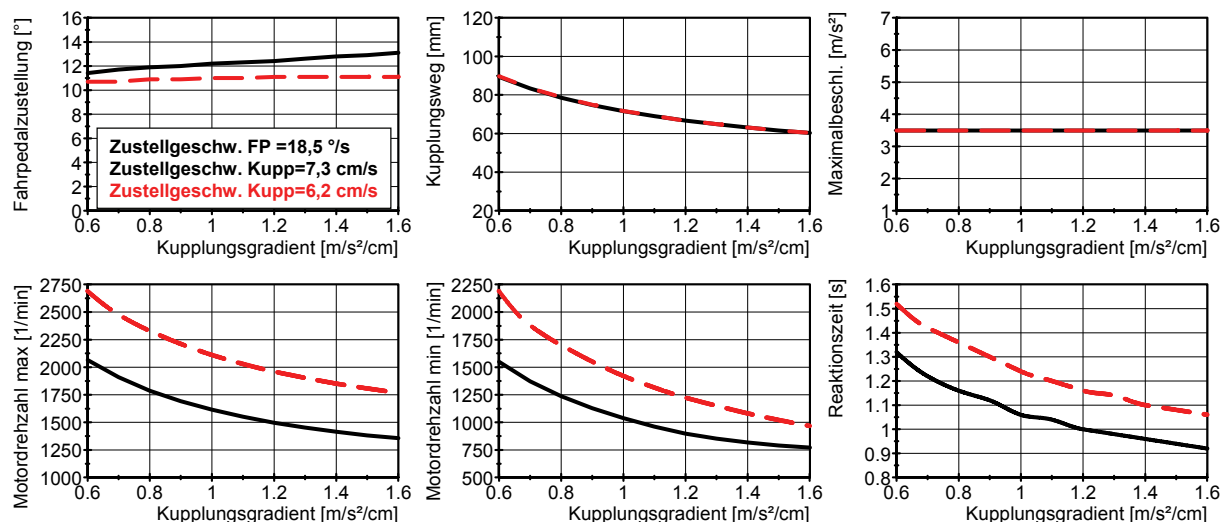


Abb. 4.31: Beschreibungsgrößen für einen „sportlichen“ Anfahrvorgang in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten bei unterschiedlichen Zustellgeschwindigkeiten

Wie der Vergleich verdeutlicht, hat eine verringerte Zustellgeschwindigkeit eine deutliche Auswirkung auf die Drehzahlgrößen. So wird beispielsweise bei einem Kupplungsgradienten von 1,3 m/s²/cm und einer um 1,1 cm/s langsameren Zustellgeschwindigkeit das vollständige Drehzahlniveau um ca. 400 1/min angehoben, was mit einem verbesserten Anfahrverhalten einhergehen sollte. Da eine solche positive Wirkung bei den Probandenbewertungen nicht feststellbar ist, müssen noch weitere Beschreibungsgrößen einen Einfluss auf den subjektiven Einruck ausüben. So ist aus dem in der Abb. 4.31 dargestellten Vergleich zu erkennen, dass sich infolge der verringerten Zustellgeschwindigkeit auch die Zeit bis zum Erreichen der Maximalbeschleunigung deutlich verschlechtert, was erfahrungsgemäß mit einer negativen Auswirkung auf den Agilitätseindruck einhergeht. So ergibt sich beispielsweise bei einem Kupplungsgradienten von 1,0 m/s²/cm und einer um 1,1 cm/s reduzierten Zustellgeschwindigkeit eine zusätzliche Reaktionszeit von ca. 0,2 s beziehungsweise 19 %. Bezogen auf die ursprüngliche Zustellgeschwindigkeit bewirkt das den gleichen subjektiven Zeitverzug wie bei einem Kupplungsgradienten von ca. 0,7 m/s²/cm, welcher teilweise bereits mit „träge“ bewertet wird. Da somit davon auszugehen ist, dass neben der minimalen Anfahrerdrehzahl auch die Änderung der Beschleunigungszeit den subjektiven Anfahrereindruck signifikant beeinflusst, muss diese Größe ebenfalls als Beschreibungsmerkmal beachtet werden. Hierfür ist eine Reaktionszeit von über 1,1 s für eine Beschleunigung von 3,5 m/s² als nur noch „bedingt annehmbar“ anzusehen.

c) Auswertung der Probandenbeurteilungen für die Ansprechzeit

Neben den zuvor aufgezeigten Zusammenhängen zum Kupplungsverhalten müssen auch die Einflüsse von verschiedenen Motoreigenschaften beachtet werden. Dies-

bezüglich wird zuerst die Auswirkung einer veränderten Ansprechzeit untersucht. Dafür steht in dem Versuchsfahrzeug ein variables Totzeitglied in der Übertragungsstrecke zwischen Fahrpedal und Motorsteuergerät zur Verfügung. Mit diesem kann ausgehend von einem Minimalwert von ca. 0,4 s die Ansprechzeit beliebig vergrößert werden. Die sich infolge eines variierten Ansprechverhaltens ergebenden Bewertungsergebnisse sind in der Abb. 4.32 dargestellt. Demnach werden mit zunehmender Totzeit die Bewertungen für die Dosierbarkeit kontinuierlich schlechter, sodass sich bis zu einer Ansprechzeit von 0,55 s ein „annehmbares“ Anfahrverhalten ergibt. Der gleiche Zusammenhang wie kann auch im Bezug auf die Fahrleistung aufgezeigt werden. Hierbei wird dem Fahrzeug ausgehend von einem „neutralen“ Anfahrverhalten mit zunehmender Ansprechzeit ein Agilitätsverlust bescheinigt. Somit kann ab einem Wert von 0,8 s ein „träges“ Anfahrverhalten nachgewiesen werden. Eine mit „sportlich“ bewertete Einstellung ist aufgrund des durch das Versuchsfahrzeug vorgegebenen Minimalwerts für die Ansprechzeit nicht ermittelbar. Aus dem Verlauf der Bewertungsnoten kann jedoch ein Wert von 0,2 s als Näherungslösung für einen solchen Anfahreindruck extrapoliert werden.

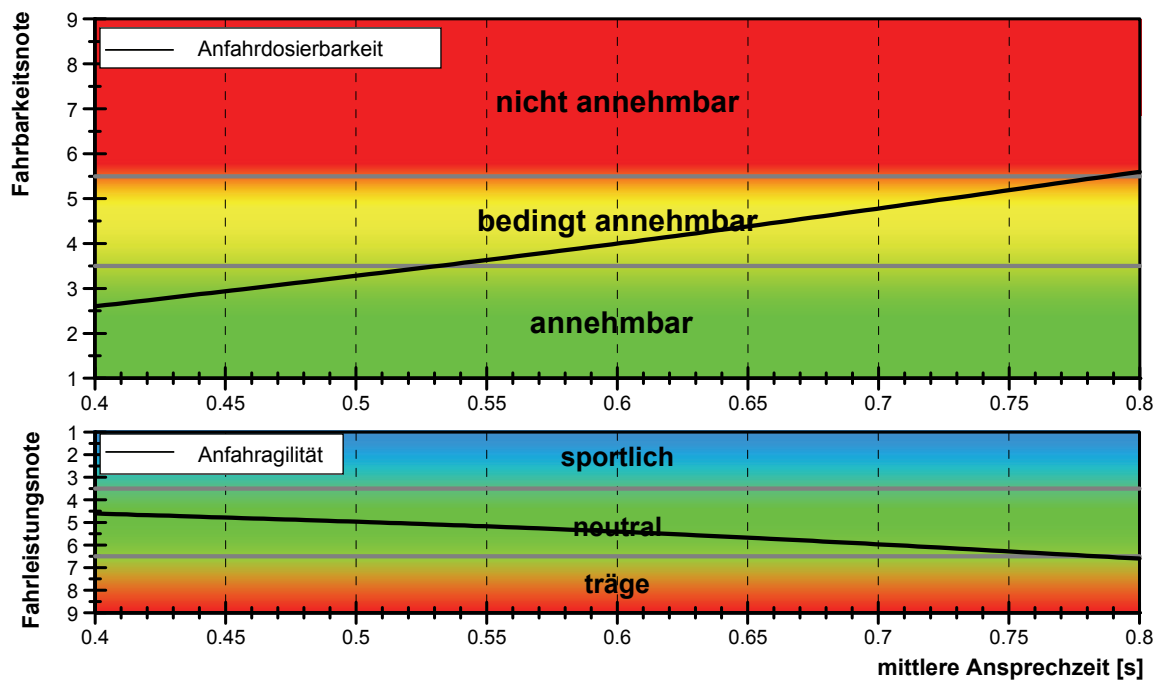


Abb. 4.32: Einfluss der Ansprechzeit beim „sportlichen“ Anfahren⁹⁷

Um neben den Probandeneinschätzungen auch die Auswirkung auf die Pedalzustellungen aufzeigen zu können, erfolgt eine vergleichende Auswertung der aufgezeichneten Anfahrvorgänge bei unterschiedlichen Ansprechzeiten. Diesbezüglich ergibt sich, dass die Kupplungszustellung trotz einer zusätzlichen Totzeit nahezu unverändert bleibt. So kann beispielsweise bei einer um 0,2 s vergrößerten

⁹⁷ Den Ergebnissen liegen ein Dosierbarkeitsgradient von $0,32 \text{ m/s}^2/\text{°}$, ein Kupplungsgradient von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{cm}$, ein mittlerer Ruck von 5 m/s^3 , ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

Ansprechzeit nur eine um 0,08 cm/s veränderte Zustellgeschwindigkeit sowie ein um 0,02 s späterer Beginn für die Kupplungsbetätigung nachgewiesen werden. Als Folge der unveränderten Kupplungszustellung muss sich somit zwangsläufig das Drehzahlniveau mit zunehmender Ansprechzeit reduzieren. Diese Tatsache ist ebenfalls anhand der Messungen nachweisbar, wobei die Unterschiede deutlich geringer ausfallen als ein Vergleich mit den Simulationsergebnissen vermuten lässt. Deshalb werden weitere Auswertungen bezüglich der aufgezeichneten Anfahrvorgänge durchgeführt. Daraus zeigt sich, dass infolge einer vergrößerten Ansprechzeit eine Änderung bei der Fahrpedalzustellung erkennbar ist. Im Mittel ergibt sich bei einer zusätzlichen Totzeit von 0,2 s eine um $1,5^\circ$ beziehungsweise 19 % vergrößerte Fußwinkelzustellung, welche als Reaktion auf das niedrigere Drehzahlniveau angesehen werden kann. Folglich lassen sich auch die schlechteren Bewertungen ausschließlich durch den längeren Fahrpedalweg erklären. Bei einer weiteren Vergrößerung der Ansprechzeit ist jedoch eine Änderung des Beschleunigungsverhaltens unvermeidlich, da das Drehzahlniveau durch die unveränderte Kupplungszustellung einen zu geringen Wert aufweist und somit trotz größerer Fahrpedalzustellung kein ausreichendes Motormoment zur Verfügung steht. So zeigt sich, dass ab einem bestimmten Wert für die Ansprechzeit die minimale Anfahrerdrehzahl unter die Leerlaufdrehzahl fällt, wodurch sich die Abwürgegefahr für den Motor vergrößert, was damit einen zusätzlichen Aspekt für die schlechtere Fahrzeugbewertung darstellt. Um die Motordrehzahl als Beschreibungsmerkmal für ein schlechtes Anfahrverhalten verwenden zu können, muss jedoch die Möglichkeit einer angepassten Kupplungszustellung berücksichtigt werden. So ist beispielsweise die Zustellgeschwindigkeit der Kupplung jederzeit reduzierbar, was eine Anhebung des Drehzahlniveaus bewirkt. Erfahrungsgemäß würde sich damit aber auch die Reaktionszeit vergrößern, was ebenfalls eine schlechtere Bewertung zur Folge hat. Insgesamt ist aus der Analyse zu erkennen, dass zur Beschreibung des Anfahrverhaltens wiederum mehrere Größen und dabei insbesondere die erreichte Maximalbeschleunigung, die minimale Anfahrerdrehzahl und die Reaktionszeit, beachtet werden müssen.

d) Auswertung der Probandenbeurteilungen bezüglich des Dosierbarkeitsgradienten

Neben dem Ansprechverhalten soll auch der Einfluss des Dosierbarkeitsgradienten auf den subjektiven Anfahrereindruck untersucht werden. Dafür wird das Fahrpedalsignal, welches die aktuelle Position kennzeichnet, vom Steuerungssystem erfasst, über eingearbeitete Funktionen den Vorgaben des hinterlegten Matlab-Modells entsprechend angepasst und zum Motorsteuergerät weitergeleitet. Das Ergebnis bezüglich eines variierten Dosierbarkeitsgradienten ist in der Abb. 4.33 dargestellt.

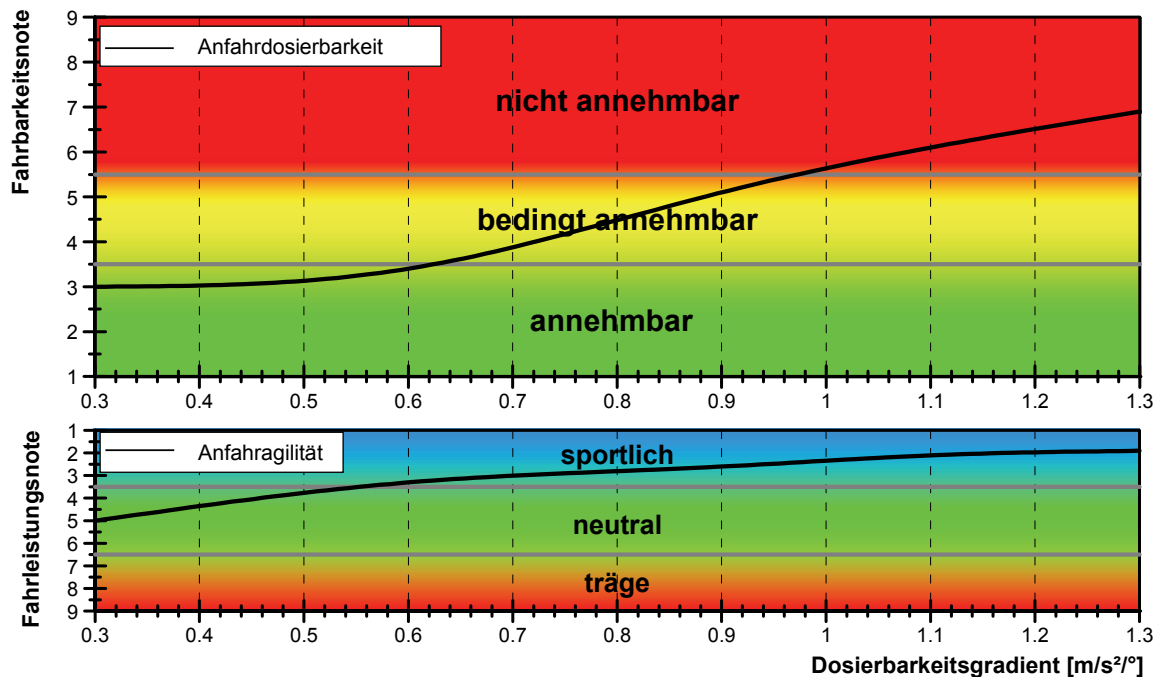


Abb. 4.33: Einfluss des Dosierbarkeitsgradienten beim „sportlichen“ Anfahren⁹⁸

Gemäß der Abb. werden mit zunehmendem Gradienten die Dosierbarkeitsnoten kontinuierlich schlechter bewertet, sodass bereits ab einer Einstellung von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{°}$ ein nur noch „bedingt annehmbares“ Ergebnis erzielt wird. Ausschlaggebend für die schlechtere Bewertung ist dabei die erschwerte Regelbarkeit des Anfahrvorgangs aufgrund einer zu hohen Anfahrtdrehzahl durch das bei gleicher Zustellung erhöhte Motormoment. Das zeigt sich auch bei einem Vergleich der Dosierbarkeitsergebnisse mit den Fahrleistungsnoten. So wird bereits ab einem Dosierbarkeitsgradienten von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{°}$ das Fahrverhalten mit „sportlich“ bewertet, was auf eine relativ starke Fahrzeugreaktion verweist. Um das entstehende Fahrverhalten zu verdeutlichen, werden Simulationen mit unterschiedlichen Dosierbarkeitsgradienten durchgeführt. Die dafür berechneten Verlaufsgrößen sind der Abb. 4.34 zu entnehmen. Für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ muss demnach mit steigendem Dosierbarkeitsgradienten die Fahrpedalzustellung deutlich reduziert werden. Das bewirkt einen „sportlicheren“ Anfahrereindruck und erklärt damit die sich verbessernden Fahrleistungsbewertungen der Probanden. Gegenüber der Grundeinstellung von $0,32 \text{ m/s}^2/\text{°}$ hätte beispielsweise ein Dosierbarkeitsgradient von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{°}$ bereits einen um 6° beziehungsweise 50 % geringere Fußwinkelzustellung zur Folge.

⁹⁸ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,4 \text{ s}$, ein Kupplungsgradient von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{cm}$, ein mittlerer Ruck von 5 m/s^3 , ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

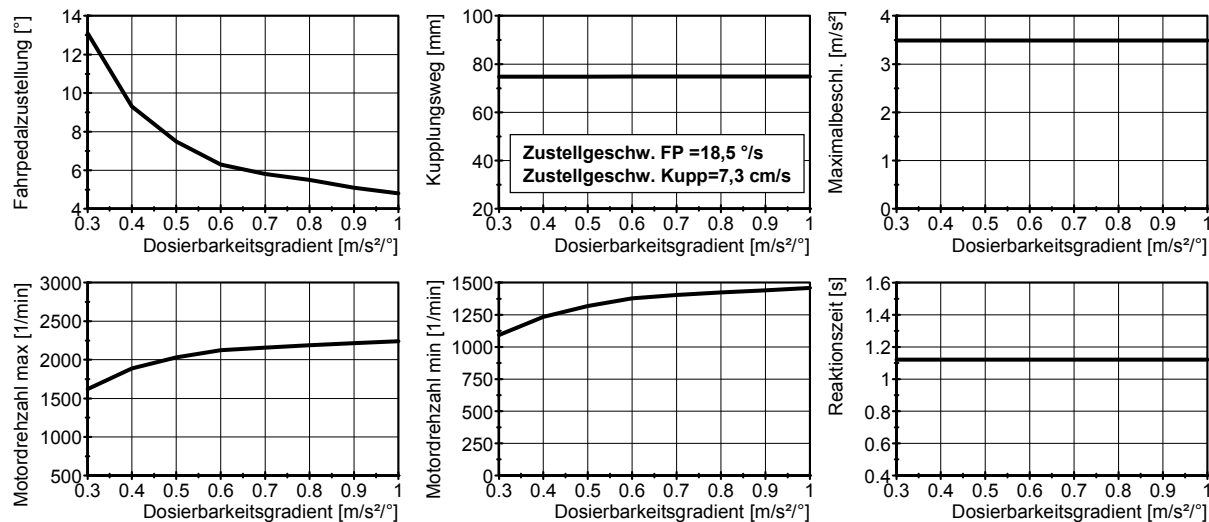


Abb. 4.34: Beschreibungsgrößen für einen „sportlichen“ Anfahrvorgang in Abhängigkeit vom Dosierbarkeitsgradienten

Des Weiteren kann mit Hilfe der Simulation auch das ansteigende Drehzahlniveau verdeutlicht werden. So würde bei einem Dosierbarkeitsgradienten von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{°}$ trotz einer 50 % geringeren Zustellung eine maximale Anfahrtdrehzahl von über 2100 1/min entstehen, was im Vergleich zu der Grundeinstellung einer deutlichen Erhöhung entspricht. Um auch die Anpassung der Probanden an das veränderte Fahrverhalten aufzuzeigen, erfolgt eine Analyse der gemessenen Anfahrvorgänge bei unterschiedlichen Fahrzeugeinstellungen. Wie sich daraus zeigt, wird erwartungsgemäß die Fahrpedalzustellung und insbesondere der Fußwinkel dem veränderten Fahrverhalten angepasst.⁹⁹ Für die Zustellgeschwindigkeiten des Fahr- und Kupplungspedals sind hingegen keine signifikanten Unterschiede erkennbar, sodass ausschließlich der Fußwinkel das wesentliche Adaptionsmerkmal darstellt. Des Weiteren zeigt sich, dass zwar eine Anpassung der Zustellungen nachgewiesen werden kann, diese jedoch nur bis zu einem gewissen Fußwinkel erfolgt. Dadurch wird bei einem hohen Gradienten durchweg mehr zugestellt als für das gewünschte Anfahrverhalten erforderlich wäre. So kann beispielsweise bei einem eingestellten Dosierbarkeitsgradienten von $0,9 \text{ m/s}^2/\text{°}$ eine mittlere Fußwinkelzustellung von $8,1^\circ$ berechnet werden. Für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ wäre jedoch ein Fußwinkel von ca. 5° notwendig. Als Folge der zu hohen Zustellung ergeben sich eine durchschnittliche Maximalbeschleunigung von $4,4 \text{ m/s}^2$ sowie eine maximale Anfahrtdrehzahl von 2800 1/min, was gegenüber der besten Einstellung einen deutlich höheren Wertebereich widerspiegelt und damit die schlechtere Regelbarkeit erklärt.

⁹⁹ Bei den Einstellungen mit einem größeren Gradienten als $1 \text{ m/s}^2/\text{°}$ kann beispielsweise ein durchschnittlicher Zustellungsfußwinkel von $6,7^\circ$ berechnet werden, was gegenüber der Grundeinstellung einer Reduzierung von 25 % entspricht.

Da der Zustellungswinkel neben dem Dosierbarkeitsgradienten auch vom Fahrpedal-leerweg abhängig ist, muss dessen Einfluss ebenfalls beachtet werden. Dafür sind weitere Untersuchungen mit den gleichen Fahrzeugeinstellungen sowie einem verlängerten Leerweg vorgesehen. Die daraus erzielten Erkenntnisse werden in der Abb. 4.35 aufgezeigt.

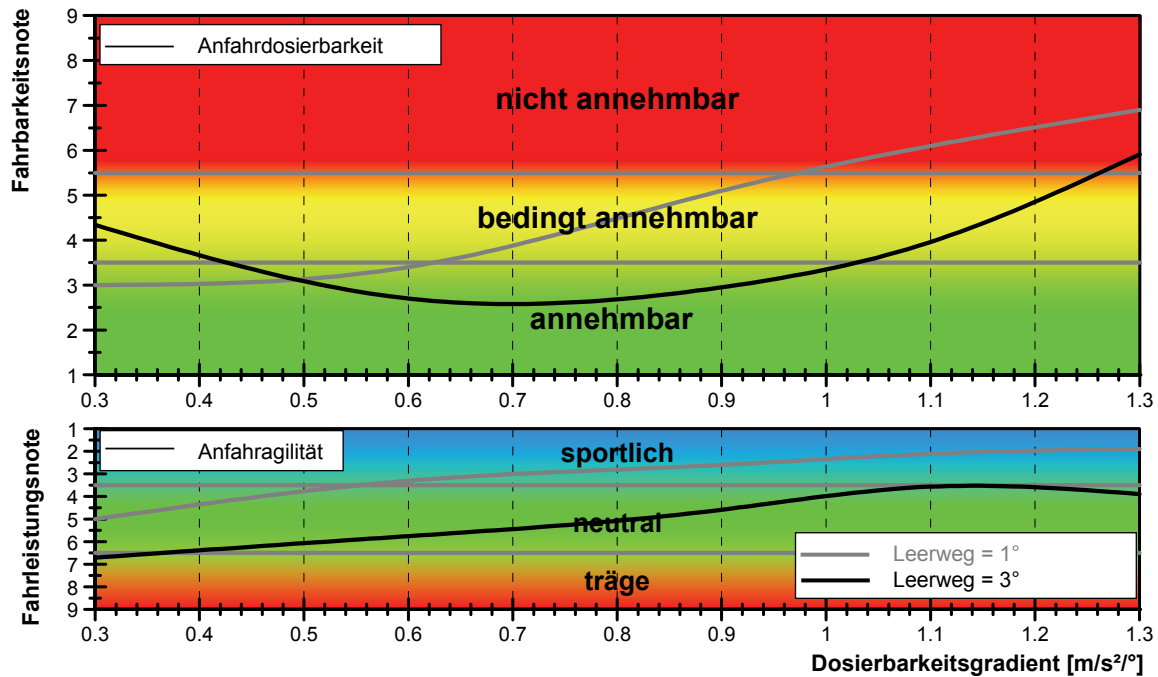


Abb. 4.35: Einfluss des Dosierbarkeitsgradienten in Abhängigkeit vom Leerweg beim „sportlichen“ Anfahren¹⁰⁰

Gemäß der Abb. verbessern sich die Probandenbewertungen für die Regelbarkeit des Anfahrvorgangs bei einem großen Dosierbarkeitsgradienten und einem um 2° verlängerten Fahrpedalleerweg. Damit kann bei diesen Versuchen ein maximaler Wert von ca. 1 m/s²/° als „annehmbare“ Einstellung ermittelt werden, was insbesondere aus dem verbesserten Zustellungsbereich für das Fahrpedal resultiert. Mit dem aufgezeigten Maximalwert für den Dosierbarkeitsgradienten und dem eingestellten Leerweg von 3° ist somit ein Fußwinkel von 6,5° für eine Beschleunigung von 3,5 m/s² als Grenze für eine „annehmbare“ Fahrzeugeinstellung bestimmbar. Nahezu der gleiche Wert ergibt sich auch aus dem Versuch mit einem verringerten Leerweg, was die Signifikanz bestätigt. Des Weiteren ist der Abb. 4.38 zu entnehmen, dass bei einem kleinen Gradienten schlechtere Bewertungsergebnisse erzielt werden als zuvor. Diese resultieren aus dem entstehenden langen Fahrpedalweg, der durch den geringen Gradienten und die Leerwegvergrößerung hervorgerufen wird. Aus den Untersuchungen mit einem Leerweg von 3° kann diesbezüglich für einen Dosierbarkeitsgradienten von 0,45 m/s²/° ein Fußwinkel von

¹⁰⁰ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,4 s, ein Kupplungsgradient von 1,1 m/s²/cm, ein mittlerer Ruck von 5 m/s³ und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

ca. $10,8^\circ$ für eine Beschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ als Grenze für eine „annehmbare“ Fahrbarkeitsbewertung berechnet werden. Daneben zeigt sich als weiteres Untersuchungsergebnis, dass die Leerwegvergrößerung auch den subjektiven Agilitätseindruck insgesamt etwas verschlechtert. In Summe hat die Leerwegvergrößerung von 2° eine im Mittel um 2 Noten „trägere“ Bewertung zur Folge. Eine spezielle Abhängigkeit von den weiteren Variationsgrößen ist dabei nicht feststellbar.

4.2.4 Auswertung der „vorsichtigen“ Teillastanfahrvorgänge

a) Auswertung der gemessenen Pedalzustellungen

Neben den Anfahrvorgängen mit einer relativ hohen Maximalbeschleunigung sollen die gleichen Fahrzeugeinstellungen auch hinsichtlich eines „vorsichtigen“ Anfahrmanövers beurteilt werden. Dafür soll wiederum zuerst eine Analyse der aufgezeichneten Zustellungen erfolgen. Die Abb. 4.36 zeigt diesbezüglich einen prinzipiellen Anfahrvorgang mit Kupplung.

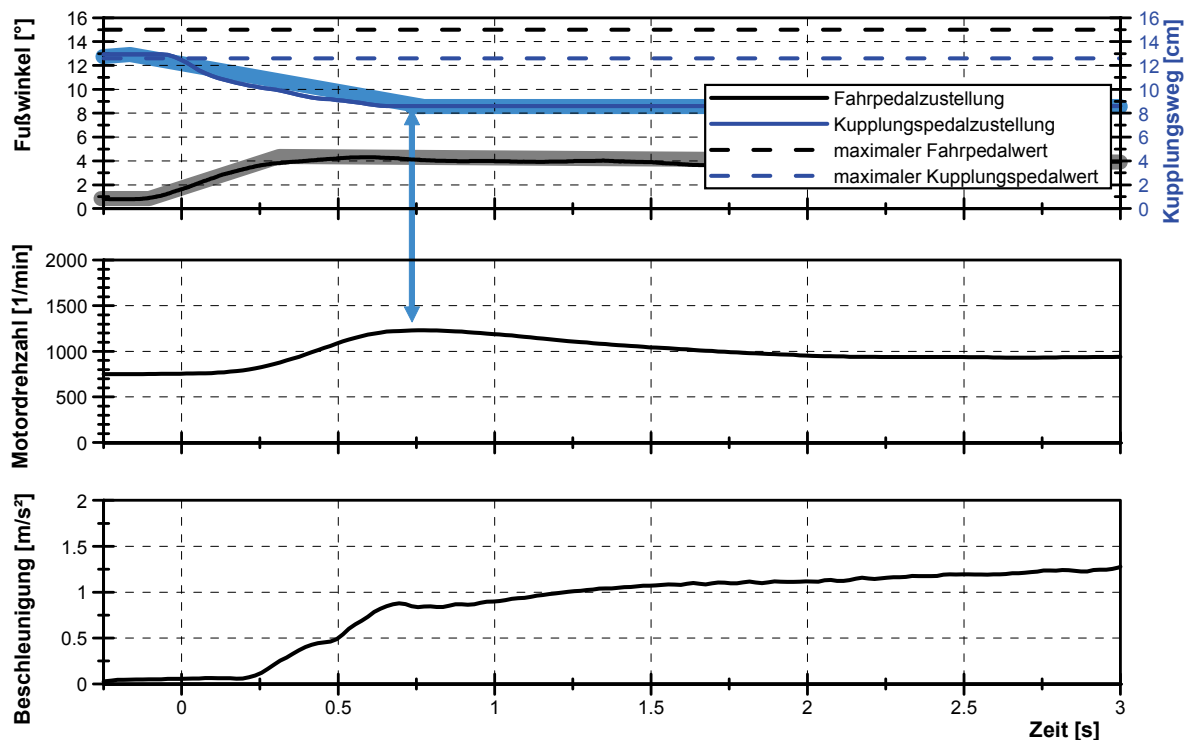


Abb. 4.36: Beispielzustellung eines „vorsichtigen“ Anfahrvorgangs

Gemäß den dargestellten Verläufen werden sowohl das Fahr- als auch das Kupplungspedal fast gleichzeitig zugestellt. So ergibt sich aus den Messungen im Vergleich zum Fahrpedal eine im Durchschnitt um nur $0,02 \text{ s}$ ($+0,25 \text{ s} / -0,21 \text{ s}$) spätere Kupplungszustellung. Die Zustellungen selbst erfolgen bei 93 % der Anfahrvorgänge mit einer nahezu konstanten Geschwindigkeit, was einem linearen Verlauf entspricht. Um sowohl für die Zustellgeschwindigkeit als auch für den Zustellwert charakteristische Größen zu erhalten, werden alle Messungen diesbezüglich ausgewertet. In der Abb. 4.37 ist das Ergebnis der Untersuchung dargestellt.

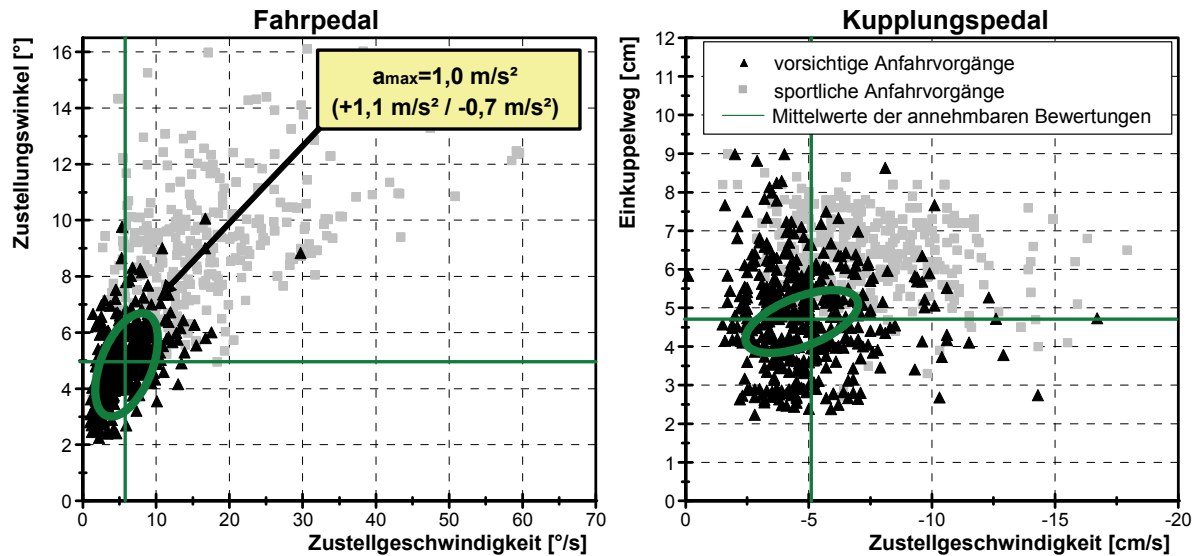


Abb. 4.37: Zustellungskenngößen eines „vorsichtigen“ Anfahrvorgangs

Da einige der Zustellgrößen erfahrungsgemäß von der Fahrzeugeinstellung abhängig sind, werden nur die mit „annehmbar“ bewerteten Anfahrvorgänge ausgewertet. Daraus zeigt sich, dass das Fahrpedal mit einer Geschwindigkeit von $5,9 \text{ }^\circ/\text{s}$ ($+3,8 \text{ }^\circ/\text{s} / -3,6 \text{ }^\circ/\text{s}$) auf einen Fußwinkel von 5° ($+1,3^\circ / -1,4^\circ$) zugestellt wird. Bei der Kupplung erfolgt die Zustellung mit einer Geschwindigkeit von $4,9 \text{ cm/s}$ ($+1,7 \text{ cm/s} / -2,5 \text{ cm/s}$) auf einen Einkuppelweg von $4,7 \text{ cm}$ ($+0,6 \text{ cm} / -0,9 \text{ cm}$). Anhand der Messungen zeigt sich zudem, dass die Kupplungszustellung wiederum einen von der Motordrehzahl abhängigen Verlauf aufweist. So wird bei 93 % der untersuchten Anfahrvorgänge der Einkuppelvorgang nur solange durchgeführt, bis die Motordrehzahl nicht weiter ansteigt. Da sich dadurch ein direkter Zusammenhang zur Fahrzeugreaktion ergibt, muss zur Beschreibung des Einkuppelwegs kein explizierter Wert angegeben werden. Des Weiteren zeigt sich, dass der Fußwinkel der Fahrpedalzustellung von der jeweiligen Fahrzeugeinstellung abhängig ist. So erfolgt beispielsweise bei einer „sportlichen“ Fahrzeugeinstellung, welche durch einen Dosierbarkeitsgradienten von $0,9 \text{ m/s}^2/^\circ$ beschrieben werden kann, eine Reduzierung der Fahrpedalzustellung um über 50 % gegenüber der Grundeinstellung des Fahrzeugs. Für die Maximalbeschleunigung ergibt sich hingegen kein Unterschied, weshalb diese Größe als Beschreibungsmerkmal für den Fahrpedalfußwinkel verwendet wird. Hierfür ist ein Durchschnittswert von ca. $1,0 \text{ m/s}^2$ ermittelbar, was somit die Beschreibung eines durchschnittlichen kundennahen Anfahrvorgangs ermöglicht. Bei diesen werden gleichzeitig das Fahrpedal mit $5,9 \text{ }^\circ/\text{s}$ und die Kupplung mit $4,9 \text{ cm/s}$ zugestellt. Der Fußwinkel für das Fahrpedal ergibt sich aus der Fahrzeugeinstellung und wird so gewählt, dass eine maximale Beschleunigung von $1,0 \text{ m/s}^2$ entsteht. Der Zustellungswert der Kupplung ist hingegen ausschließlich von dem ersten Abfall der Motordrehzahl abhängig, was vom Fahrer vor allem akustisch wahrgenommen werden kann.

b) Auswertung der Probandenbeurteilungen bezüglich des Kupplungsgradienten

Neben der Analyse der Zustellungen sollen auch die Bewertungsergebnisse im Hinblick auf das entstehende Anfahrverhalten ausgewertet werden. Dafür wird zuerst die Änderung des subjektiven Eindrucks in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten untersucht. Die sich daraus ergebenden Bewertungsergebnisse der Probanden für die Grundeinstellung des Fahrzeugs sind in der Abb. 4.38 dargestellt. Gleichzeitig sind der Abb. auch die bereits zuvor ermittelten Zusammenhänge zum Kupplungspedalleerweg zu entnehmen.

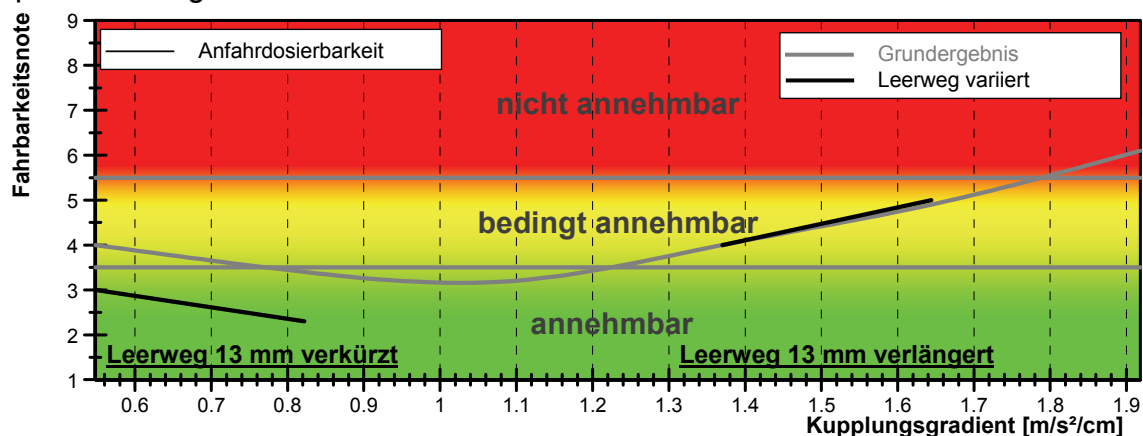


Abb. 4.38: Einfluss des Kupplungsgradienten beim „vorsichtigen“ Anfahren ¹⁰¹

Da die Fahrzeugagilität bei einem „vorsichtigen“ Anfahrmanöver vernachlässigt werden kann, soll, wie auch aus der Abb. 4.38 zu erkennen ist, nur die Wirkung auf die Dosierbarkeit berücksichtigt werden. Diesbezüglich wird bei der Grundeinstellung der Bereich zwischen einem Kupplungsgradienten von 0,8 m/s²/cm und 1,2 m/s²/cm als „annehmbar“ bewertet. Laut den Kommentaren der Probanden verschlechtert sich das Anfahrverhalten bei Einstellungen mit einem Kupplungsgradienten größer als 1,2 m/s²/cm aufgrund einer zu direkten Kupplungsreaktion, was unabhängig vom Leerweg eine erhöhte Abwürgegefahr für den Motor zur Folge hat. Somit kann dieser Wert als der Grenzgradient für das Versuchsfahrzeug angesehen werden. Im Gegensatz dazu wird erfahrungsgemäß die Dosierbarkeit bei Fahrzeugeinstellungen mit einem geringen Gradienten positiv bewertet, was auf den größeren Modulationsbereich am Kupplungspedal zurückzuführen ist. Bei einem zu geringen Wert entsteht jedoch mit abnehmendem Gradient auch ein „trägerer“ Anfahrereindruck, was sich wiederum in den Bewertungen widerspiegelt. Anhand der zusätzlich dargestellten Bewertungsergebnisse bei einem geringen Kupplungsgradienten und gleichzeitig verkürzten Leerweg zeigt sich, dass hierfür vor allem der lange

¹⁰¹ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,4 s, ein Dosierbarkeitsgradient von 0,32 m/s²/°, ein mittlerer Ruck von 5 m/s³, ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

Gesamteinkuppelweg als Einflussgröße zu beachten ist. Um diesbezüglich einen Grenzwert angeben zu können, wird der maximale Einkuppelweg mit einer „annehmbaren“ Bewertung berechnet. Aus der zuvor durchgeführten Untersuchung mit einem Grenzgradient von $0,8 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ ergibt sich für eine Beschleunigung von $1,0 \text{ m/s}^2$ ein maximaler Einkuppelweg von 52 mm. Im Gegensatz zu den Bewertungsergebnissen bei einem geringen Kupplungsgradienten kann bei einem hohen Gradienten, trotz variiertem Leerweg, keine wesentliche Verbesserung erzielt werden, was auf die noch immer vorhandene schlechte Regelbarkeit der Fahrzeugreaktion zurückzuführen ist. Um die Auswirkung auf das Anfahrverhalten aufzuzeigen, sind in der Abb. 4.39 mehrere charakteristischen Verlaufsgrößen in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten dargestellt.

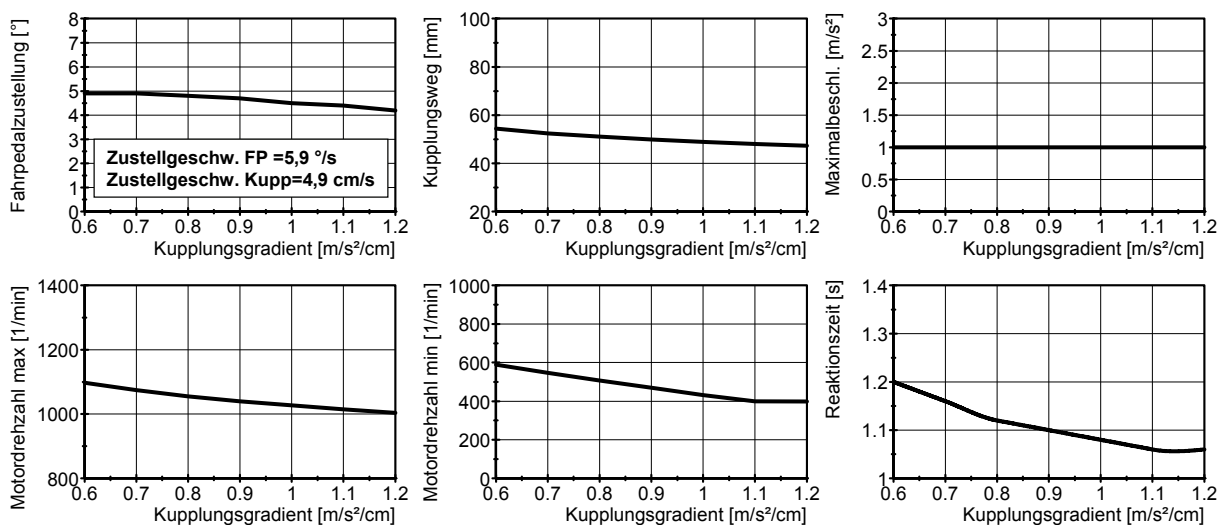


Abb. 4.39: Beschreibungsgrößen für einen „vorsichtigen“ Anfahrvorgang in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten

Wie die Abb. zeigt, werden bei einem ansteigenden Kupplungsgradienten geringere Fahrpedalzustellungen für eine konstante Maximalbeschleunigung von 1 m/s^2 notwendig. Das resultiert aus einer stärkeren Ausnutzung der kinetischen Motor-energie während der Einkuppelphase, weshalb auch eine deutliche Beeinflussung des Drehzahlverhaltens entsteht. Hierbei ist mit zunehmenden Gradienten eine kontinuierliche Abnahme der Beschreibungsgrößen für die Motordrehzahl erkennbar. So ergeben sich beispielsweise maximale Motordrehzahlen von 1100 1/min bis 1000 1/min. Diese sind zwar bereits geringer als der Durchschnittswert der gemessenen und mit „annehmbare“ beurteilten Anfahrvorgänge, können jedoch nicht die schlechtere Bewertung bei hohen Gradienten erklären. Diesbezüglich lässt aber die minimale Anfahrerdrehzahl einen signifikanten Einfluss auf die Regelbarkeit der Anfahrvorgänge vermuten. So tritt zum Beispiel bei einem Gradienten von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ bereits eine minimale Drehzahl von 400 1/min auf, welche gleichzeitig den Abwürgepunkt für den Motor kennzeichnet und folglich ein relevantes Beschreibungsmerkmal für den Fahrer darstellen muss. Bei Schaltgetriebefahrzeugen kann jedoch auch eine

entsprechend langsamere Kupplungszustellung erfolgen, was eine vollständige Anhebung des Drehzahlniveaus bewirkt und damit die Regelbarkeit des Anfahrvorgangs verbessert. Ein solcher Zusammenhang ist aus den aufgezeichneten Messungen nachweisbar. So verringern sich im Vergleich zu den Einstellungen mit einem Kupplungsgradienten von $0,8 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ bei dessen Erhöhung um $0,6 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ die Zustellgeschwindigkeiten um $1,4 \text{ cm/s}$, was einer Reduzierung von 28 % entspricht. Um derartige Auswirkungen aufzuzeigen, sind in der Abb. 4.40 zusätzlich die Simulationsergebnisse mit einer geringeren Zustellgeschwindigkeit dargestellt.

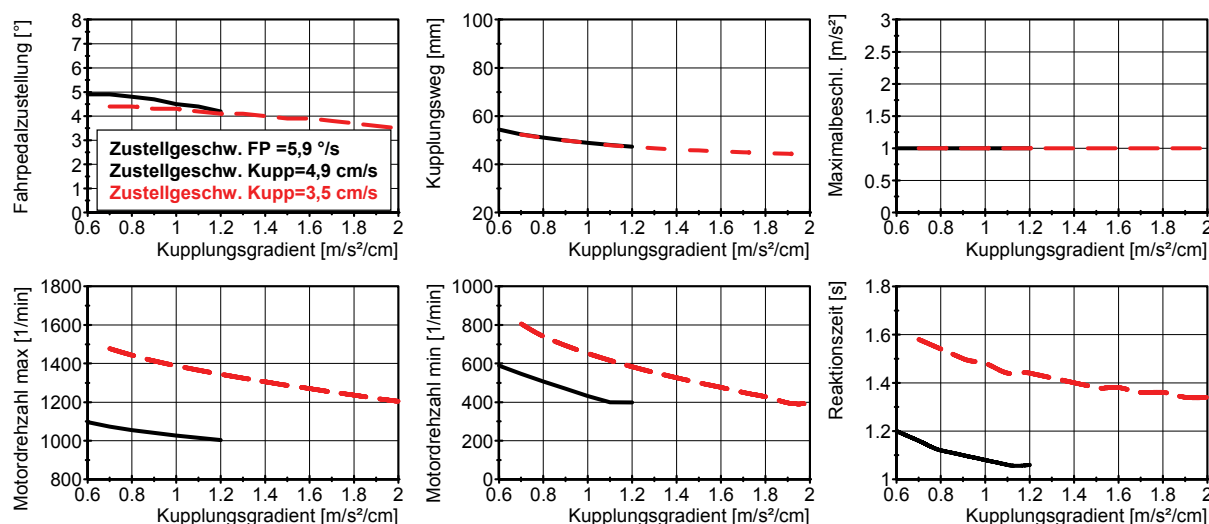


Abb. 4.40: Beschreibungsgrößen für einen „vorsichtigen“ Anfahrvorgang in Abhängigkeit vom Kupplungsgradienten bei unterschiedlichen Zustellgeschwindigkeiten

Gemäß der Abb. können infolge einer langsameren Kupplungszustellung die Größen für den Drehzahlverlauf angehoben werden, was die Regelbarkeit des Anfahrvorgangs verbessern sollte. Da die Probanden trotz dieser Tatsache das Anfahrverhalten ab einem Kupplungsgradienten von $1,2 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ negativ bewerten, müssen zwangsläufig weitere Größen einen Einfluss auf den subjektiven Anfahrereindruck ausüben. Diesbezüglich zeigt sich, dass eine reduzierte Zustellgeschwindigkeit auch eine verspätete Fahrzeugreaktion zur Folge hat, was aufgrund bisheriger Erfahrungen einen „trägen“ Anfahrereindruck bewirkt. Gemäß der Abb. 4.40 würde sich die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Anfahrbeschleunigung bei einem Gradienten von $1,2 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ und einer um $1,4 \text{ cm/s}$ langsameren Zustellung um ca. $0,3 \text{ s}$ beziehungsweise 27 % verschlechtern. Folglich müssen für eine umfassende Beschreibung des Fahrverhaltens wiederum mehrere Verlaufskriterien berücksichtigt werden. So ist beispielsweise davon auszugehen, dass für ein „annehmbares“ Anfahrverhalten die minimale Drehzahl nur geringfügig unter die Leerlaufdrehzahl absinken darf. Als Reaktion auf eine zu geringe Drehzahl kann jedoch jederzeit die Zustellgeschwindigkeit reduziert werden, was den Drehzahlverlauf verbessert. Die gewünschte Maximalbeschleunigung sollte dabei aber nach einer gewissen Zeit zur

Verfügung stehen, da sonst eine verspätete Fahrzeugreaktion bemängelt wird. Als Grenze kann dafür ein Wert von ca. 1,5 s für eine Maximalbeschleunigung von 1 m/s² angegeben werden.¹⁰²

c) Auswertung der Probandenbeurteilungen bezüglich der Ansprechzeit

Neben dem Kupplungsgradienten soll bei den Probandenversuchen auch der Einfluss einer veränderten Ansprechzeit zwischen der Fahrpedalzustellung und dem Beginn der spürbaren Motorreaktion untersucht werden. Die Bewertungsergebnisse im Bezug auf das „vorsichtige“ Anfahrmanöver sind in der Abb. 4.41 dargestellt.

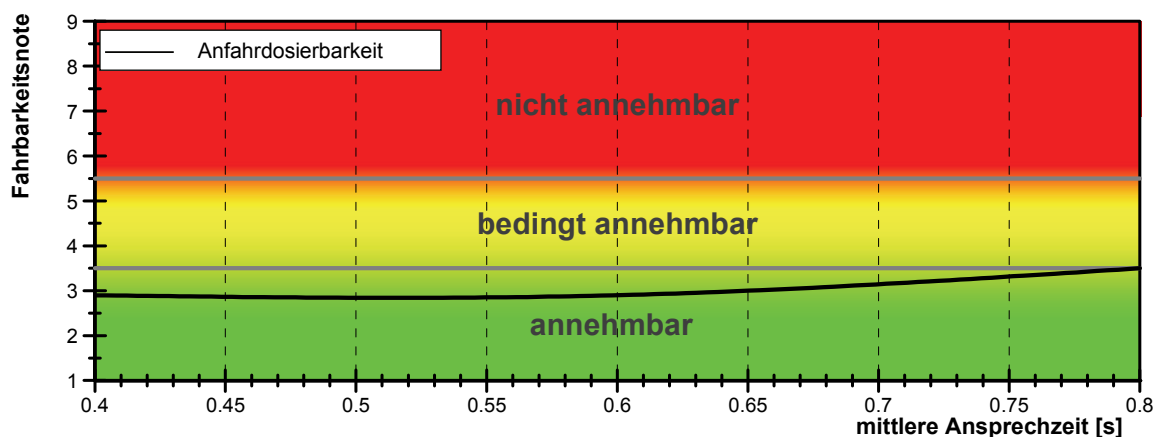


Abb. 4.41: Einfluss der Ansprechzeit beim „vorsichtigen“ Anfahren¹⁰³

Wie sich bei dem Versuch zeigt, wird das verspätete Ansprechen des Motors von den Probanden kaum wahrgenommen. Folglich können auch nahezu keine Bewertungsunterschiede nachgewiesen werden. Aus der Analyse der Messungen ist jedoch eine unbewusste Kompensation des verspäteten Ansprechens ermittelbar. So können bei einer zusätzlichen Totzeit von 0,4 s nahezu gleiche Beschleunigungswerte, aber etwas geringere Anfahrtdrehzahlen nachgewiesen werden. Um trotz des entstehenden niedrigeren Drehzahlniveaus den Motor nicht abzuwürgen, wird das Fahrpedal ca. 0,4° weiter zugestellt. Eine Anpassung über die Kupplungsbetätigung ist hingegen kaum erkennbar, was vor allem auf die zeitliche Relevanz für den gewünschten Beschleunigungsvorgang schließen lässt. Insgesamt zeigt sich, dass trotz einer zusätzlichen Totzeit durch die Anpassung der Zustellungen ein gewohnter Anfahrvorgang realisierbar ist und deshalb ein verspätetes Ansprechen für das Manöver „vorsichtiges“ Anfahren vernachlässigt werden kann.

¹⁰² Die Zeit wird aus den zuvor durchgeführten Analysen zum „trägen“ Anfahrverhalten übernommen.

¹⁰³ Den Ergebnissen liegen ein Dosierbarkeitsgradient von 0,32 m/s²/°, ein Kupplungsgradient von 1,1 m/s²/cm, ein mittlerer Ruck von 5 m/s³, ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

d) Auswertung der Probandenbeurteilungen bezüglich des Dosierbarkeitsgradienten

Eine weitere Untersuchungsgröße bildet der Dosierbarkeitsgradient, welcher die Änderung der Maximalbeschleunigung in Abhängigkeit vom Fahrpedalfußwinkel kennzeichnet. Die hierbei erzielten Bewertungsergebnisse sind in der Abb. 4.42 dargestellt.

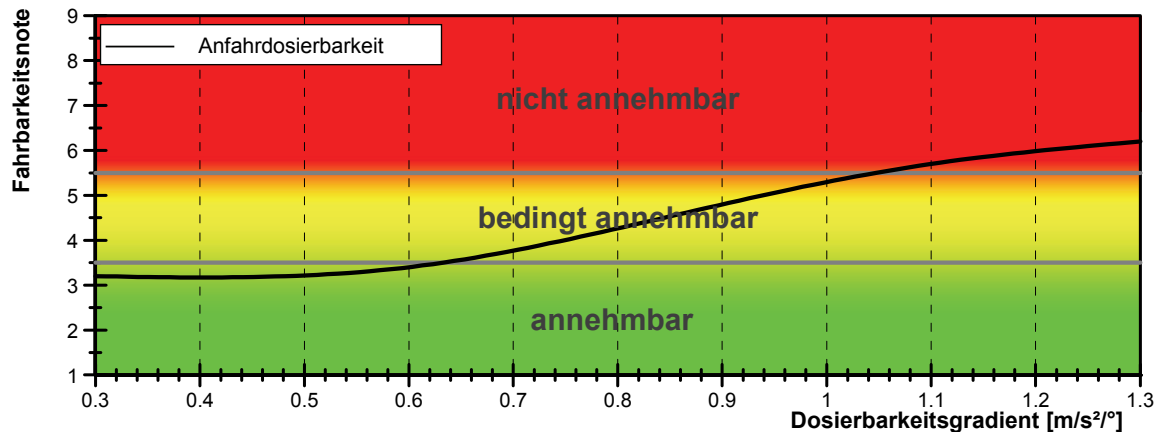


Abb. 4.42: Einfluss des Dosierbarkeitsgradienten bei einem „vorsichtigen“ Anfahrvorgang¹⁰⁴

Die Dosierbarkeit wird hierbei mit zunehmenden Gradienten kontinuierlich schlechter bewertet, sodass ausschließlich der Bereich bis 0,6 m/s²/° eine „annehmbare“ Einstellung aufzeigt. Bei höheren Gradienten entsteht laut der Kommentare der Probanden aufgrund einer zu hohen Anfahrerdrehzahl eine schlechte Regelbarkeit des Anfahrvorgangs. Um die Auswirkung der veränderten Fahreigenschaften aufzuzeigen, werden diesbezüglich die aufgezeichneten Anfahrvorgänge analysiert. So ergibt sich bei einem Dosierbarkeitsgradienten von 0,32 m/s²/° eine durchschnittliche Anfahrerdrehzahl von 1480 1/min. Bei einer Anhebung des Gradienten um 0,6 m/s²/° ist hingegen bereits ein Wert von 1950 1/min nachweisbar, was einer Drehzahlerhöhung von 32 % entspricht. Um diese zumindest teilweise zu reduzieren, wird der Fußwinkel der Fahrpedalzustellung angepasst. So kann beispielsweise bei der Einstellung mit einem Dosierbarkeitsgradienten von 0,9 m/s²/° bereits eine um 1,9° beziehungsweise 34 % geringere Zustellung als bei der Grundeinstellung mit einem Gradienten von 0,32 m/s²/° nachgewiesen werden. Eine spezielle Anpassung über das Kupplungspedal ist hingegen nicht erkennbar, sodass allein über das Fahrpedal der geänderte Dosierbarkeitsgradient kompensiert wird. Trotz der angepassten Fahrpedalzustellung ergeben sich jedoch Drehzahlunterschiede, was auf einen unvollständigen Adaptionsprozess schließen lässt. So müsste für einen unveränderten Anfahrvorgang beispielsweise der Fußwinkel bei einem Dosier-

¹⁰⁴ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von 0,4 s, ein Kupplungsgradient von 1,1 m/s²/cm, ein mittlerer Ruck von 5 m/s³, ein Fahrpedalleerweg von 1° und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

barkeitsgradient von $0,9 \text{ m/s}^2/\text{°}$ um 50 % gegenüber der Grundeinstellung reduziert werden. Aus den Messungen ist jedoch nur ein durchschnittlicher Wert von 34 % erkennbar, was neben den höheren Drehzahlen auch eine um 43 % höhere Maximalbeschleunigung zur Folge hat. Da diesbezüglich ein starker Einfluss des Fahrpedalleerwegs nahe liegt, werden weitere Untersuchungen durchgeführt. Dabei wird wiederum der Dosierbarkeitsgradient auf unterschiedliche Werte eingestellt und das entstehende Fahrverhalten bei einem um 2° verlängerten Leerweg beurteilt. Die Ergebnisse sind der Abb. 4.43 zu entnehmen.

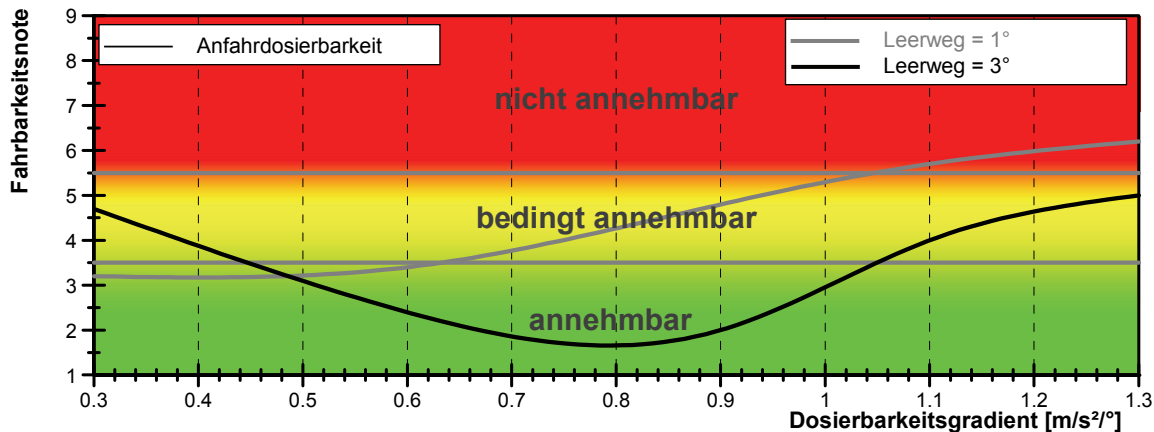


Abb. 4.43: Einfluss des Dosierbarkeitsgradienten in Abhängigkeit vom Leerweg beim „vorsichtigen“ Anfahren¹⁰⁵

Aus den Untersuchungen zeigt sich, dass bei einer Vergrößerung des Fahrpedalleerwegs auch höhere Gradienten mit „annehmbar“ bewertet werden, sodass sich ein Maximalwert von $1,05 \text{ m/s}^2/\text{°}$ ergibt. Diese Erkenntnis lässt vor allem auf den Einfluss der Zustellungsbereiche schließen. Um diesbezüglich die Grenze für einen minimalen Fußwinkel angeben zu können, werden genaue Analysen durchgeführt. So ist anhand der Untersuchungsergebnisse bei einem Leerweg von 1° ein Dosierbarkeitsgradient von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{°}$ als Maximalwert für eine „annehbare“ Einstellung ermittelbar. Für die Beschleunigung von 1 m/s^2 sollte demnach ein Fußwinkel von mindestens $2,7^\circ$ zur Verfügung stehen. Da dieser Wert bei den Versuchen mit einem Leerweg von 3° nicht erreicht wird, ist zu vermuten, dass die schlechteren Bewertungen ab $1,05 \text{ m/s}^2/\text{°}$ bereits auf den Einfluss eines zu hohen Dosierbarkeitsgradienten zurückzuführen sind. Während sich der Bereich für einen größeren Gradienten verbessert, sind bei geringen Gradienten schlechtere Bewertungen erkennbar. Das ist vor allem auf den längeren Fahrpedalweg und den damit verbundenen „trägen“ Anfahrereindruck zurückzuführen. Aus den Untersuchungen mit einem Leerweg von 3° kann diesbezüglich für einen Dosierbarkeitsgradienten von $0,45 \text{ m/s}^2/\text{°}$ ein Fußwinkel von $5,2^\circ$ für eine Beschleunigung von 1 m/s^2 als Grenze für eine „annehbare“ Fahrbarkeitsbewertung berechnet werden.

¹⁰⁵ Den Ergebnissen liegen eine Ansprechzeit von $0,4 \text{ s}$, ein Kupplungsgradient von $1,1 \text{ m/s}^2/\text{cm}$, ein mittlerer Ruck von 5 m/s^3 und ein Kupplungsleerweg von 39 mm zugrunde.

4.2.5 Gesamtergebnis

Wie aus den zuvor aufgeführten Auswertungen zu erkennen ist, wird der subjektive Anfahreindruck durch eine Vielzahl von Fahrzeugeigenschaften beeinflusst. So zeigen beispielsweise die Untersuchungen zum Kupplungspedalkraftverlauf, dass für diesen bereits mehrere Kraft- und Weggrößen beachtet werden müssen. Der sich aus dem Versuch insgesamt ergebende Kupplungskraftverlauf ist in der Abb. 4.44 dargestellt. Darin werden die mit „annehmbar“ bewerteten Bereiche für die Anfangskraft, die Maximalkraft beim Einkuppeln, den Kupplungsgreifpunkt, die Krafthysterese am Greifpunkt und den Pedalweg aufgezeigt.

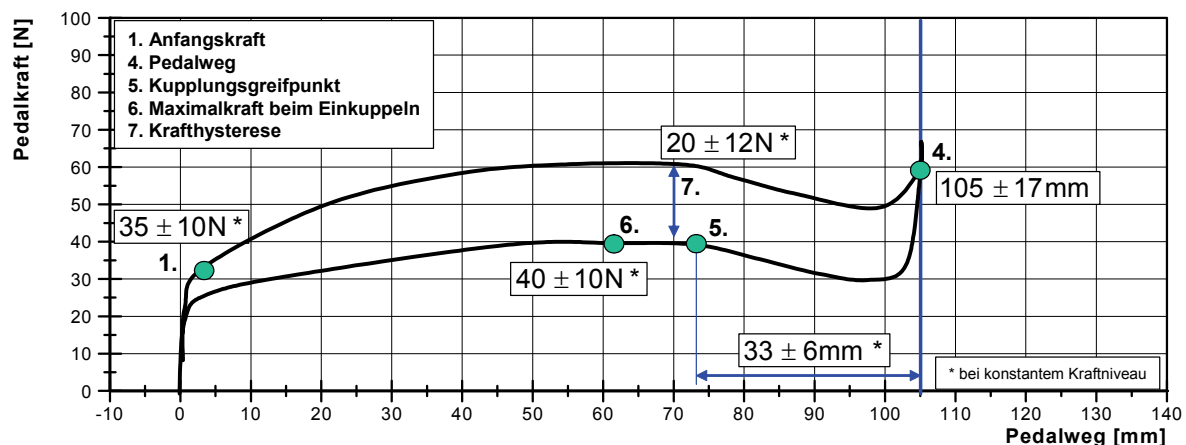


Abb. 4.44: Gesamtergebnisse zum Kupplungspedalkraftverlauf

Für die Verlaufsdarstellung werden die jeweils besten Bewertungsergebnisse für die untersuchten Kraft- und Weggrößen herangezogen, sodass der dargestellte Kraftverlauf demnach eine aus Komfortsicht optimale Einstellung widerspiegeln sollte. Aufgrund der Toleranzen können sich jedoch teilweise deutliche Unterschiede im Verlauf ergeben, ohne dass eine wesentliche Verschlechterung des subjektiven Eindrucks zu erwarten ist. So kann beispielsweise die „annehmbare“ Maximalkraft beim Auskuppeln zwischen 38 N und 82 N variieren, weshalb insbesondere die infolge der angegebenen Toleranzen aufgezeigten Maximal- und Minimalwerte zur Bewertung heranzuziehen sind. Zudem zeigen die Ergebnisse zum Agilitätseindruck, dass es keinen allgemeingültigen optimalen Kraftverlauf geben kann, da auch der Charakter des Fahrzeugs beachtet werden muss. So sollten gemäß der Korrelationsgleichung (4.2) beispielsweise bei einem „sportlichen“ Fahrzeug die Kräfte etwas angehoben sowie der Pedalweg reduziert werden, um den Agilitätseindruck zu verstärken.

$$BN = -0,085 \cdot F_1 + 0,095 \cdot F_6 - 0,036 \cdot F_7 + 0,096 \cdot s_4 - 0,77 \quad (4.2)$$

mit:

BN	=	Bewertungsnote für den Agilitätseindruck,
F_1	=	Anfangskraft,
F_6	=	Maximalkraft beim Einkuppeln,
F_7	=	Kupplungskrafthysterese,
s_4	=	Kupplungspedalweg.

Bei der Anwendung der Versuchsergebnisse ist jedoch zu beachten, dass einige wichtige Wechselbeziehungen zwischen den einzelnen Größen aufgrund der begrenzten Versuchsumfänge nicht untersucht werden konnten. So zeigen beispielsweise bereits weiterführende Untersuchungen, dass sich der aus Komfortsicht „annehbare“ Bereich für die Maximalkraft beim Einkuppeln um circa 26 N erhöht, wenn gleichzeitig eine Reduzierung der Halte- und Anfangskraft erfolgt. Zudem ist auch eine Abhängigkeit der gefühlten Pedalwege von der Höhe der Sitzposition erkennbar, sodass die zuvor aufgezeigten Grenzen ausschließlich ein Teilergebnis für die Objektivierung darstellen und daher auf eine Angabe von Korrelationsgleichungen verzichtet wird.

Neben dem Pedalverlauf haben auch das Kupplungsverhalten sowie die Motoreigenschaften einen relevanten Einfluss auf den subjektiven Anfahrereindruck. Im Hinblick auf den Agilitätseindruck kann hierfür die folgende Gleichung mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,93 berechnet werden:

$$BN = -3,3 \cdot KG + 4,7 \cdot \text{Anspr.}_{\text{mittl.}} + 1,0 \cdot LW_{\text{FP}} - 0,3 \cdot (3,5/DG) + 0,12 \cdot LW_{\text{Kupp}} - 2,5 \quad (4.3)$$

mit:

BN	=	Bewertungsnote für den Agilitätseindruck,
KG	=	Kupplungsgradient,
Anspr. _{mittl.}	=	mittlere Ansprechzeit,
LW _{FP}	=	Fahrpedalleerweg,
DG	=	Dosierbarkeitsgradient,
LW _{Kupp}	=	Kupplungspedalleerweg.

Bei der Anwendung der Korrelationsgleichung ist jedoch zu beachten, dass aufgrund der noch fehlenden Wechselbeziehung der Gesamteinkuppelweg sowie die verschiedenen Kupplungskraftgrößen nicht berücksichtigt werden. Zudem erfolgt die Bestimmung einiger Beschreibungsgrößen, wie beispielsweise der Dosierbarkeitsgradient, definitionsgemäß ausschließlich aus einer rollenden Bewegung heraus, wodurch ebenfalls geringe Abweichungen zum subjektiven Agilitätseindruck beim Anfahren aus dem Stand möglich sind. Da hierfür jedoch bislang keine bessere Bezugsmöglichkeit zum eigentlichen Bewertungsmanöver zur Verfügung steht, werden die Beschreibungsgrößen als bislang bester Ansatz für die Bewertung der Fahrzeugagilität übernommen.

Ein weiteres Ziel der Untersuchung besteht darin, auch genaue Aussagen zur Fahrzeugdosierbarkeit zu ermöglichen. Diesbezüglich sind einige direkt auf den Pedalweg bezogene Beschreibungsmerkmale ermittelbar. So zeigt sich aus den Versuchen, dass ein geringer Kupplungsgradient aufgrund eines zu langen Einkuppelwegs einen „trägen“ Anfahrereindruck bewirkt. Für eine noch „annehbare“ Fahrzeugbewertung kann dafür ein Einkuppelweg von 78 mm für eine Beschleunigung von 3,5 m/s² als Maximalwert berechnet werden. Bei einem

„vorsichtigen“ Anfahrvorgang, welcher durch eine Beschleunigung von 1 m/s^2 charakterisiert ist, verkürzt sich der maximale Einkuppelweg auf 52 mm. Für die minimalen Kupplungswege sind aus dem Versuch keine expliziten Werte für die beiden Beschleunigungsbereiche ermittelbar. Die Untersuchungen zum Greifpunkt zeigen jedoch, dass für einen mit „annehmbar“ bewerteten Anfahrereindruck mindestens 27 mm bis zur ersten Beschleunigungsreaktion erforderlich sind. Zudem ist davon auszugehen, dass ein gewisser Modulationsbereich zur Dosierung der Antriebskraft notwendig ist. Hierfür wird ein Weg von 20 mm für eine Beschleunigungszunahme von $3,5 \text{ m/s}^2$ abgeschätzt, was einem Kupplungsgradienten von $1,75 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ entspricht. Für die beiden charakteristischen Beschleunigungsniveaus ergeben sich damit minimale Einkuppelwege von 33 mm und 47 mm. Neben dem Einkuppelweg können aus dem Versuch auch für das Fahrpedal manöverabhängige Zustellungsbereiche ermittelt werden. So treten ausschließlich „annehbare“ Bewertungen auf, wenn der Fußwinkel für eine Beschleunigung von $1,0 \text{ m/s}^2$ und $3,5 \text{ m/s}^2$ einen größeren Wert als $2,7^\circ$ und $6,5^\circ$ annimmt. Als Maximalwerte können Fahrpedalwinkel von $5,2^\circ$ beziehungsweise $10,8^\circ$ berechnet werden. Die Ergebnisse zu den Pedalwegen sind grafisch in der Abb. 4.45 zusammengefasst.

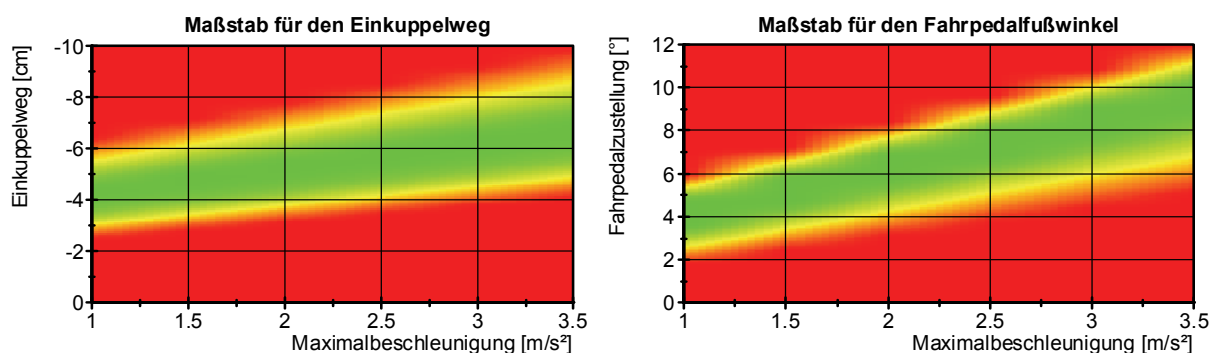


Abb. 4.45: Bewertungsmaßstab für die Fahr- und Kupplungspedalzustellung

Als weitere Einflussgröße soll auch das eigentliche Anfahrverhalten bewertet werden. Anhand der Probandeneinschätzungen zeigt sich, dass hierbei vor allem die Regelbarkeit der Motordrehzahl das signifikante Beurteilungskriterium für den Fahrer darstellt. So ergibt sich bei dem Versuchsfahrzeug ein Kupplungsgradient von ca. $1,3 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ als maximale Einstellung für ein „annehmbares“ Fahrverhalten. Dafür kann die minimale Anfahrerdrehzahl, infolge eines starken Drehzahlabfalls, als Grund für die schlechtere Bewertung nachgewiesen werden. Bei einer theoretischen Erhöhung der Massenträgheit des Motors oder einer zeitlich veränderten Motormomentenfreigabe wäre jedoch eine Reduzierung des Drehzahlabfalls trotz gleichem Kupplungsverhalten möglich, weshalb davon auszugehen ist, dass auch höhere Kupplungsgradienten realisierbar sind. Analog könnte ein Fahrzeug mit geringem Motormoment auch bereits bei einem kleineren Kupplungsgradienten eine schlechte Regelbarkeit des Anfahrverhaltens aufweisen. Da somit die bisher verwendeten Beschreibungs-

größen für das Anfahrverhalten vollkommen ungeeignet sind, kann mit diesen auch keine Objektivierung bezüglich der Dosierbarkeit erfolgen. Um trotzdem eine Beurteilung durchführen zu können, wird im Folgenden ein Verfahren vorgestellt, dass unter anderem den sich ergebenden Drehzahlverlauf bei einem kundennahen Anfahrvorgang berücksichtigt. Aus dem Probandenversuch können dafür Grenzwerte für die minimale Anfahrtdrehzahl ermittelt werden. Gemäß den Untersuchungen mit einem variierten Dosierbarkeitsgradienten sind zudem die maximalen Anfahrtdrehzahlen für eine „annehmbare“ Fahrzeugbewertung abschätzbar. Des Weiteren zeigen die Auswertungen, dass bei einem Schaltgetriebefahrzeug die Drehzahlgrößen stets in Verbindung mit der Beschleunigungsreaktion zu betrachten sind. So kann der Drehzahlverlauf beispielsweise jederzeit über die Kupplungszustellung angepasst werden, was jedoch mit einer zeitlichen Änderung des Anfahrverhaltens, in Form der Reaktionszeit, einhergeht. Insgesamt ergeben sich damit die in der Abb. 4.46 dargestellten Bereiche für die relevanten Einflussgrößen der Anfahrtdosierbarkeit.

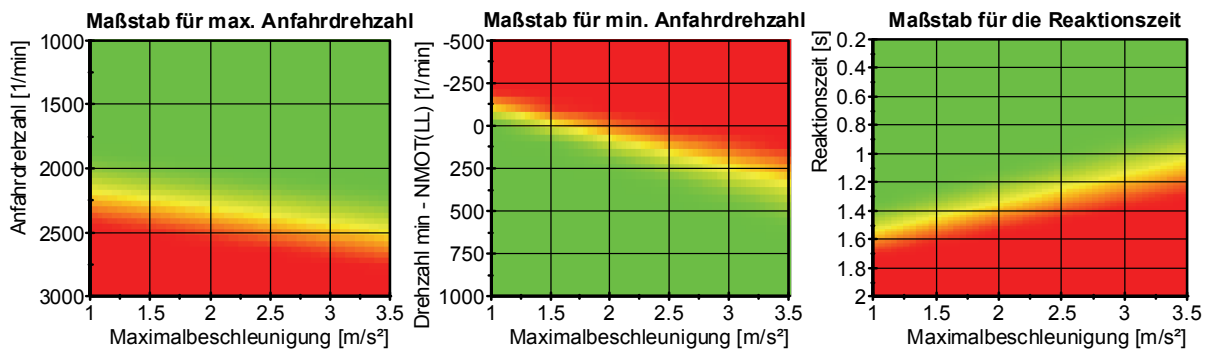


Abb. 4.46: Bewertungsmaßstab für die Motordrehzahl- und Beschleunigungsreaktion

Mit Hilfe der definierten Zielvorgaben besteht anschließend die Möglichkeit, die negativen Verlaufseigenschaften für die Motordrehzahl sowie die Beschleunigung aufzuzeigen und dabei die unterschiedlichen Anforderungen an das Anfahrverhalten zu beachten. Während so beispielsweise bei einem Anfahrvorgang mit 1 m/s^2 maximale Drehzahlen bis 2100 1/min mit „annehmbar“ bewertet werden, sind bei einer Beschleunigung von 3,5 m/s^2 auch höhere Werte zulässig. Damit können anschließend alle Zustellungen identifiziert werden, bei denen sich ein insgesamt positives Anfahrverhalten ergibt. Für die zur Bewertung herangezogenen Zustellungen sind jedoch eine Vielzahl von Variationsgrößen zu beachten, was mit einem entsprechend großen Messumfang einhergeht. Um diesen zumindest teilweise zu reduzieren, können einige aus dem Probandenversuch ermittelte Randbedingungen für einen kundennahen Anfahrvorgang berücksichtigt werden. So zeigt sich beispielsweise, dass für die Fahrpedalzustellung ein Zusammenhang zwischen dem Fußwinkel und der Zustellgeschwindigkeit besteht, was näherungsweise mit einer konstanten Zustellzeit von 0,6 s beachtet werden kann. Des Weiteren ist aus dem Probandenversuch erkennbar, dass die Kupplungsbetätigung mit dem Beginn der Fahrpedalzustellung übereinstimmt und der Zustellungswert der Kupplung von der

Motordrehzahl abhängig ist. Folglich ergeben sich ausschließlich der Fahrpedal-
 fußwinkel und die Zustellgeschwindigkeit der Kupplung als Variationsgrößen für den
 Anfahrvorgang. Um damit das Fahrverhalten aufzeigen zu können, werden alle
 Anfahrvorgänge in einem Beschleunigungsbereich zwischen 1 m/s^2 und $3,5 \text{ m/s}^2$,
 ohne negative Beeinflussung durch eines der Beschreibungsmerkmale für den
 Drehzahl- oder Beschleunigungsverlauf ermittelt. Die Abb. 4.47 zeigt beispielhaft
 eine theoretische Auswertung. Die Datenbasis bezüglich der für die Auswertung
 notwendigen Anfahrvorgänge wird hierbei von dem Simulationsmodell des Versuchs-
 fahrzeugs C bereitgestellt.

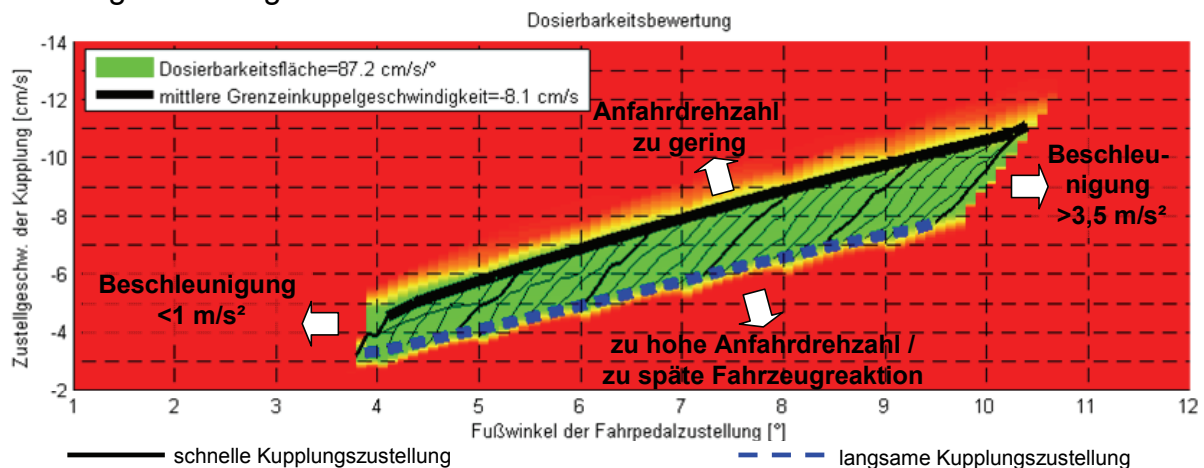


Abb. 4.47: Bewertungssystem für den Variationsbereich der Pedalzustellungen

Je nach Fahrpedalzustellung ist eine bestimmte Kupplungszustellgeschwindigkeit für
 einen „annehmbaren“ Drehzahlverlauf notwendig. So darf beispielsweise ein
 gewisser Wert nicht unterschritten werden, da sonst zu hohe Maximaldrehzahlen
 beziehungsweise zu späte Beschleunigungsreaktionen beim Anfahren entstehen,
 was eine negative Bewertung zur Folge hat. Ein analoger Zusammenhang ergibt sich
 bei einer zu schnellen Zustellung. Hierbei ist insbesondere das niedrigere Drehzahl-
 niveau zu bemängeln. Der sich insgesamt ergebende Bereich, ohne jegliche Bean-
 standung, sollte somit ein „annehmbares“ Anfahrverhalten kennzeichnen und
 spiegelt damit direkt die Regelbarkeit der Fahrzeugreaktion wider. Ist beispielsweise
 der Bereich relativ klein, ist davon auszugehen, dass das Fahrzeug nur mit geringen
 Zustellungsvariationen angefahren werden kann, was auf ein erschwertes Anfahrver-
 halten hindeutet. Neben der Größe des Zustellungsbereichs muss jedoch auch das
 Niveau beachtet werden. So sollte die maximale Zustellgeschwindigkeit gleichzeitig
 einen hohen Wert annehmen, um damit die Abwürgegefahr für den Motor zu
 reduzieren. Als Kennwert zur Beschreibung der Regelbarkeit der Fahrzeugreaktion
 wird deshalb neben der entstehenden Fläche auch der Durchschnittswert für die
 maximale Zustellgeschwindigkeit in dem relevanten Beschleunigungsbereich berück-
 sichtigt. Um das Vorgehen zu verdeutlichen, zeigt die Abb. 4.48 die sich ergebenden
 Ergebnisse bei einem variierten Kupplungsgradienten.

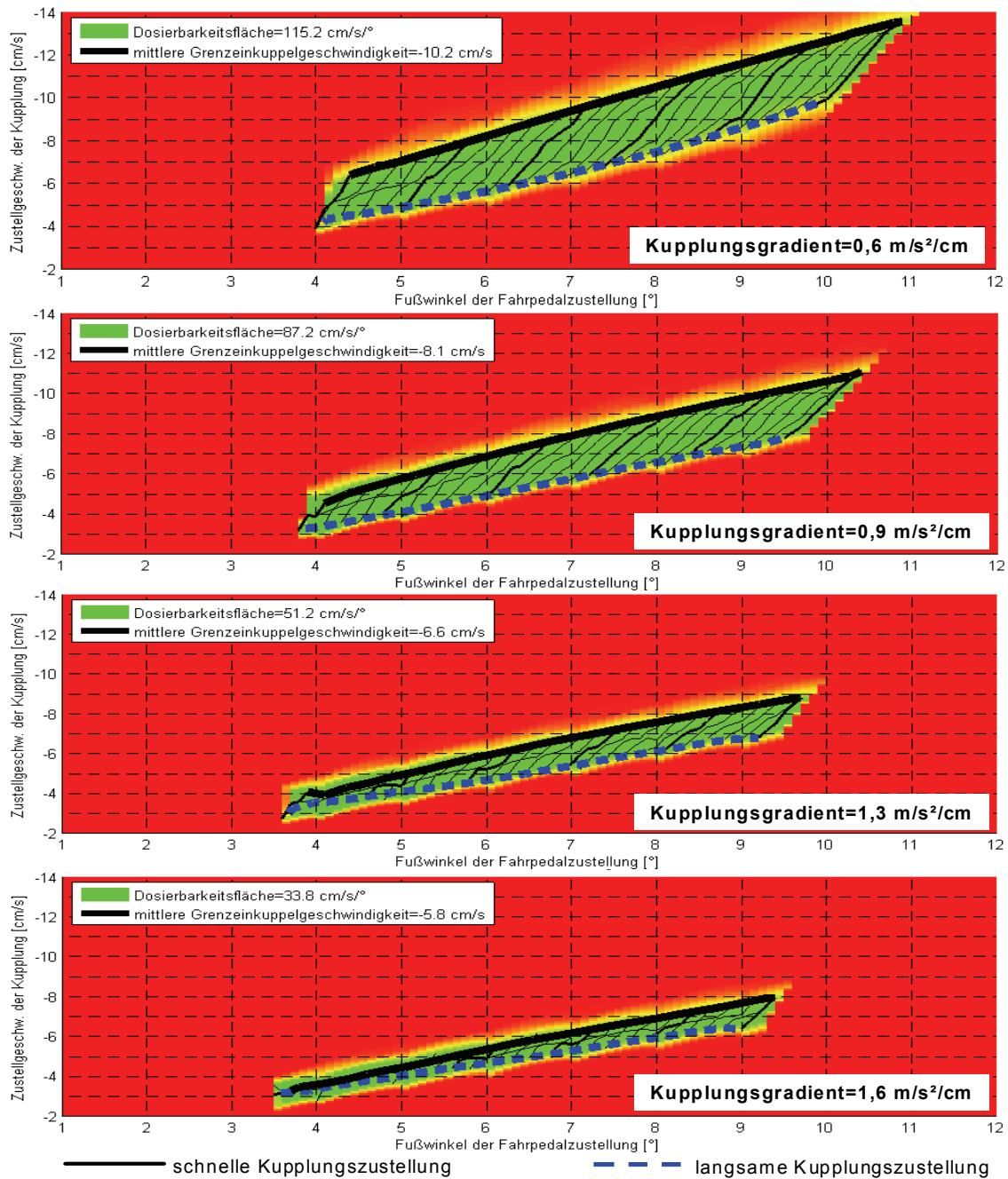


Abb. 4.48: Bewertungssystem für den Variationsbereich der Pedalzustellungen bei unterschiedlichen Kupplungsgradienten

Gemäß der vergleichenden Gegenüberstellung verringert sich mit steigendem Kupplungsgradienten der Bereich für ein insgesamt „gutes“ Anfahrverhalten, was ausschließlich auf das niedrigere Drehzahlniveau zurückzuführen ist. Des Weiteren kann auch die Abnahme der maximalen Zustellgeschwindigkeit und die damit verbundene erhöhte Abwürgegefahr für den Motor verdeutlicht werden. Während so beispielsweise bei einer Fahrpedalzustellung auf einen Fußwinkel von 8° bei einem Kupplungsgradienten von 0,9 m/s²/cm noch eine Zustellgeschwindigkeit von 8 cm/s realisierbar wäre, würde die Motordrehzahl bei einem Kupplungsgradienten von 1,6 m/s²/cm bereits einen zu geringen Minimalwert aufweisen. Daraus zeigt sich, dass

für eine gute Regelbarkeit besonders niedrige Kupplungsgradienten notwendig sind. Aus dem Probandenversuch ist jedoch feststellbar, dass zu geringe Gradienten aufgrund der daraus resultierenden großen Zustellungswege ebenfalls einen negativen Anfahrereindruck bewirken. Um diesbezüglich Aussagen zu ermöglichen, können die jeweiligen Werte für die zuvor aufgezeigten Grenzen des „annehmbaren“ Zustellungsbereichs berechnet werden. Die Abb. 4.49 stellt eine entsprechende Auswertung für die verschiedenen Fahrzeugeinstellungen dar.

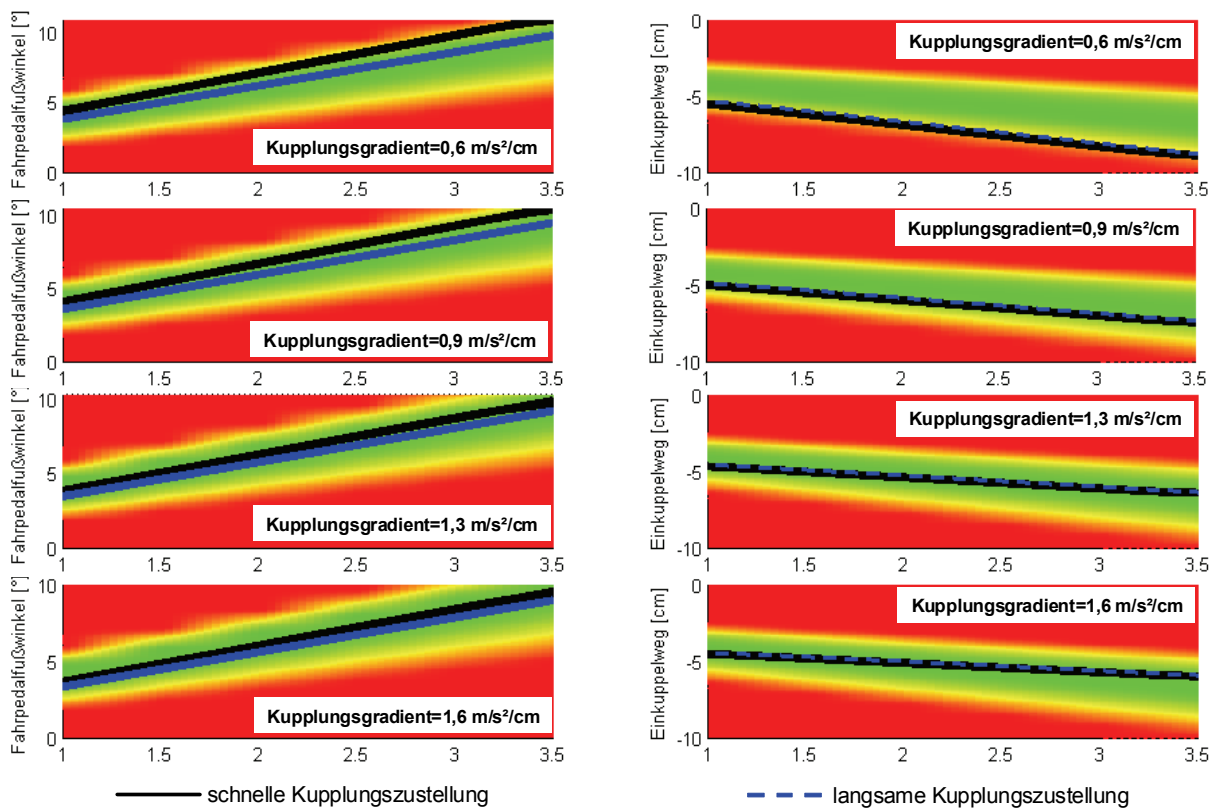


Abb. 4.49: Bewertungssystem für die Zustellungswege des Fahr- und Kupplungspedals bei unterschiedlichen Kupplungsgradienten

Die Zustellungswege für die Fahr- und Kupplungsbetätigung werden in Abhängigkeit von der erreichten Maximalbeschleunigung dargestellt und mit Hilfe der bereits festgelegten Zielvorgaben bewertet. Damit zeigt sich, dass der Einkuppelweg mit steigendem Gradienten insgesamt kürzer wird, sodass sich ausschließlich ab einem Wert von $0,6 \text{ m/s}^2/\text{cm}$ ein annehmbares Fahrverhalten ergibt. Zudem ist zu erkennen, dass sich die Zustellungswege für das Fahrpedal ebenfalls reduzieren, was jedoch eine Folge der durch die Gradientenanhebung verbundenen stärkeren Kupplungsreaktion ist.

Um das Anfahrverhalten nicht nur mittels einer Simulation sondern auch messtechnisch bewerten zu können, müssen die Fahrzeugreaktionen auf unterschiedliche Zustellungen hin untersucht werden. Da diesbezüglich vor allem genaue Pedalbetätigungen notwendig sind, kommt hierfür ein Fahrroboter zum Einsatz.



Abb. 4.50: Fahrroboter SAP 2000 G+K

Für diesen wird mit Hilfe der MicroAutoBox ein eigens auf die Versuche abgestimmtes Steuerungssystem entwickelt. Die Grundlage hierfür bildet ein Matlab/Simulink-Modell, welches entsprechend der hinterlegten Parameter die Fahr- und Kupplungspedalposition des Fahrroboters vorgibt. Außerdem stehen in dem Modell auch verschiedene Eingangsgrößen für Messsignale zur Verfügung, womit spezielle Steuerungsfunktionen realisierbar sind. So kann der Fahrroboter beispielsweise auch über Regelungsalgorithmen betrieben werden, welche die Kupplungspedalzustellungen in Abhängigkeit vom Drehzahlverlauf selbstständig beenden. Anhand der damit durchführbaren Messungen ist dann die objektive Bewertung des Anfahrverhaltens möglich. Die Abb. 4.51 stellt beispielhaft das Ergebnis einer Fahrzeugvermessung dar.

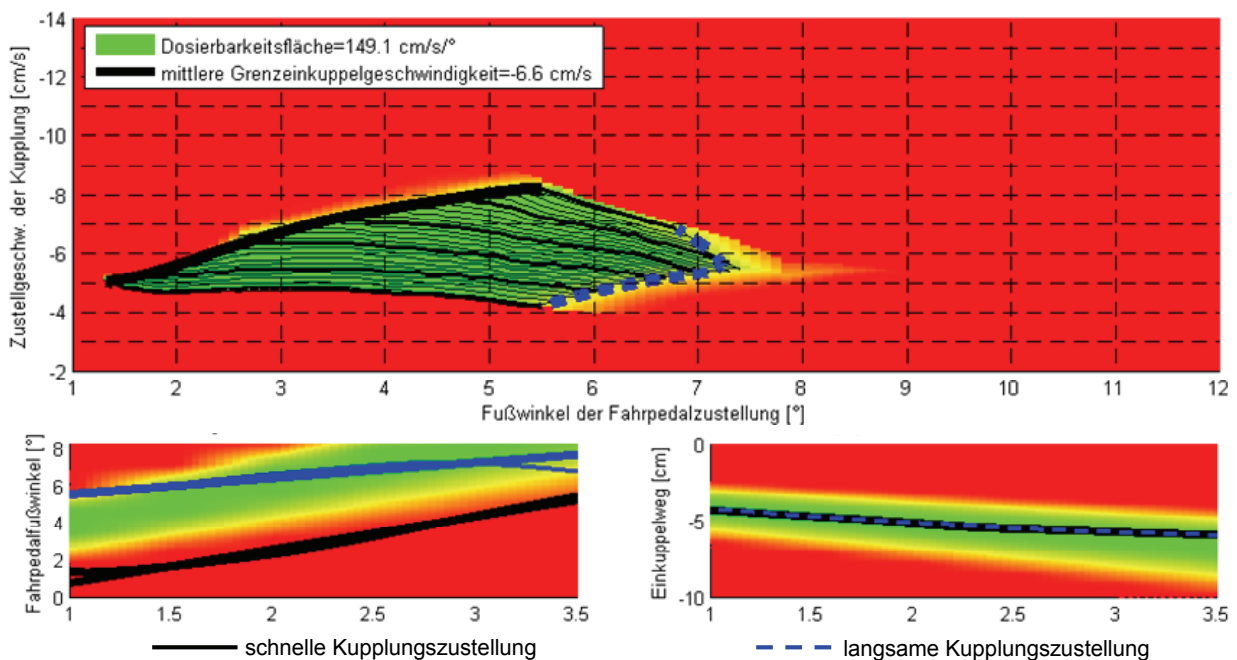


Abb. 4.51: Bewertungssystem für die signifikanten Einflussgrößen bei einem Anfahrvorgang mit Kupplung für das Fahrzeug 4.2-F

Gemäß der Abb. kann das Fahrzeug auf einen relativ großen Variationsbereich der Pedalzustellungen verweisen, was auf eine sehr gute Dosierbarkeit¹⁰⁶ schließen lässt und durch einen weiteren Probandenversuch bestätigt wird. Als Auffälligkeit ist jedoch eine etwas zu geringe Fußwinkelzustellung bei hohen Beschleunigungen feststellbar.

Bei einem Vergleich der in der Abb. 4.51 aufgezeigten Messergebnisse mit den bereits zuvor dargestellten Beschreibungsgrößen für das Versuchsfahrzeug C¹⁰⁷ ist zu erkennen, dass teilweise deutliche Unterschiede bei den Kennwerten vorhanden sind. Zur besseren Übersicht sind diese in der Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Beschreibungsgröße	Einheit	Fahrzeug 4.2-F KG=1,2	Fahrzeug C KG 0,9
Dosierbarkeitsfläche	[cm/s*°]	149,13	87,2
mittl. Grenzeinkuppelgeschwindigkeit	[cm/s]	-6,57	-8,1
mittlere Reaktionszeit	[s]	1,09	1,00
mittlere Ansprechzeit	[s]	0,43	0,38
Dosierbarkeitsgradient stehend	[m/s²/°]	0,56	0,32
mittl. Fahrpedalfußwinkelzustellung	[°]	3,07	7,36
Kupplungsgradient	[m/s²/cm]	1,19	0,90
mittlere Einkuppelweg	[cm]	-5,74	-6,20
Agilitätsnote		3,2	5,2

Tabelle 4.1: Beschreibungsgrößen für das Anfahrverhalten

Gemäß den Kennwerten kann das Fahrzeug 4-2-F auf eine noch bessere Regelbarkeit des Anfahrverhaltens, in Form der Dosierbarkeitsfläche, verweisen. Das Versuchsfahrzeug C erreicht jedoch die höhere Einkuppelgeschwindigkeit, wodurch sich die Abwürgegefahr für den Motor verringert. Aus Agilitätssicht ist das Fahrzeug 4.2-F deutlich „sportlicher“ zu bewerten, was aus dem höheren Dosierbarkeits- sowie Kupplungsgradienten und den damit geringeren Pedalwegen resultiert.

Insgesamt kann mit dem Mess- und Bewertungsverfahren ein direkter Vergleich zum Anfahrverhalten mit Schaltgetriebefahrzeugen durchgeführt werden. Hierbei erfolgt die Beurteilung anhand der vom Fahrer wahrnehmbaren Fahrzeugreaktion sowie der dafür notwendigen Zustellung, was vor allem eine kundennahe Bewertung ermöglicht und somit die Eignung der Methode legitimiert.

¹⁰⁶ Dosierbarkeit und Regelbarkeit werden in dieser Arbeit synonym verwendet.

¹⁰⁷ Siehe dazu auch Abb. 4.48 und 4.49.

5 Untersuchungskriterien für das Volllastanfahrverhalten

Der Volllastanfahrvorgang ist aufgrund seiner einfachen Durchführbarkeit eines der wichtigsten Hilfsmittel zur Bewertung des Anfahrverhaltens. Er ist durch eine Erhöhung der Vortriebskraft gekennzeichnet, was eine deutlich wahrnehmbare Fahrzeugbeschleunigung zur Folge hat. Für eine kundennahe Bewertungsmethode müssen jedoch die unterschiedlichen Voraussetzungen für den Fahrer beachtet werden. So kann dieser das Fahrverhalten unter anderem durch den direkten Vergleich mit einem parallel anfahrenden Fahrzeug beurteilen. Hierbei erfolgt die Bewertung meist in Form des sich ergebenden Wegvorsprungs, weshalb für einen positiven Anfahrereindruck insbesondere eine schnelle Fahrzeugreaktion mit einer daraus resultierenden frühzeitigen Geschwindigkeitszunahme realisiert werden muss. Neben dem Wegvorsprung stellt jedoch auch der subjektiv empfundene Beschleunigungsvorgang ein wichtiges Bewertungskriterium dar. Da diesbezüglich eine Vielzahl von Verlaufseigenschaften einen signifikanten Einfluss auf den subjektiven Fahrleistungseindruck vermuten lassen, gestaltet sich eine exakte Objektivierung entsprechend schwierig. Um das zu verdeutlichen, sind in der Abb. 5.1 drei mögliche Beschleunigungsvorgänge gegenübergestellt.

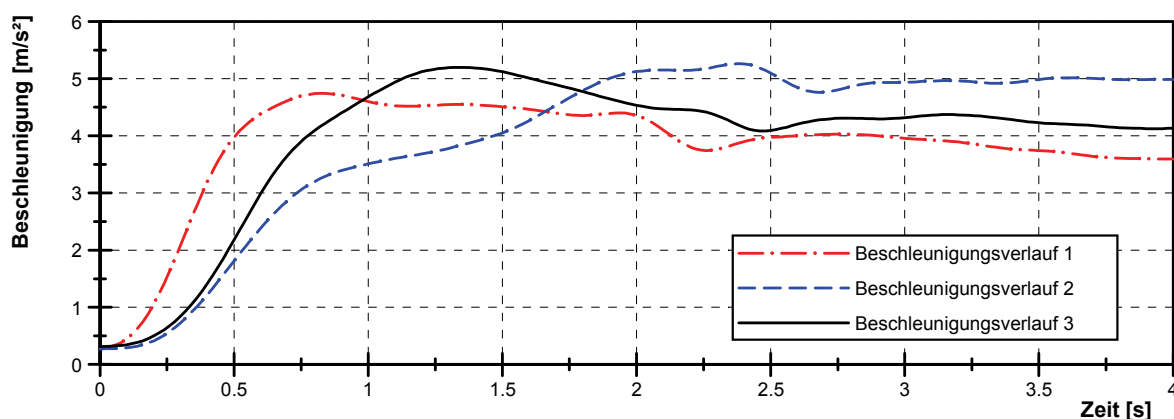


Abb. 5.1: Exemplarischer Vergleich mehrerer Volllastbeschleunigungsverläufe

Wie aus der Abb. zu erkennen ist, erreicht kein Verlauf einen eindeutigen Vorteil. Während beispielsweise der erste Verlauf auf eine frühe Fahrzeugreaktion verweisen kann, ist die Maximalbeschleunigung gegenüber den anderen Verläufen geringer und damit aus Fahrleistungssicht schlechter zu bewerten. Im Vergleich dazu erzielt der zweite Verlauf konstant hohe Beschleunigungswerte, jedoch erst nach 2 s. Um für derartige Vergleiche den subjektiven Fahrleistungseindruck aufzeigen zu können, soll im Rahmen dieser Arbeit eine Objektivierung des Beschleunigungsverlaufs im Hinblick auf die Anfahrfragilität durchgeführt werden. Da der Agilitätseindruck teilweise in einer Wechselwirkung zum Anfahrkomfort steht, ist dieser ebenfalls Gegenstand der Untersuchung.

5.1 Komfortgrenzen für das Volllastanfahrverhalten

5.1.1 Maximaler Beschleunigungsanstieg

Für einen „sportlichen“ und damit positiven Volllastanfahreindruck sollten frühzeitig hohe Maximalbeschleunigungen realisiert werden. Der dafür notwendige Beschleunigungsanstieg kann jedoch aus Komfortsicht keine beliebig hohen Werte annehmen, da sonst eine zu ruckartige Fahrzeugreaktion entsteht. Um genaue Größenordnungen für den maximalen Anstieg zu erhalten, wird ein entsprechender Versuch zu dieser Thematik durchgeführt. Dabei sollen 22 Probanden mehrere Volllastanfahrvorgänge absolvieren und den subjektiven Eindruck hinsichtlich des Komforts bewerten. Dafür steht die in Abb. 5.2 dargestellte Skalierung zur Verfügung.

Wie bewerten Sie den Beschleunigungsanstieg aus Komfortsicht?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar		nicht annehmbar			
Bewertung aus Komfortsicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abb. 5.2: Bewertungssystem für den maximalen Beschleunigungsanstieg

Für die Untersuchungen wird das Versuchsfahrzeug A verwendet.¹⁰⁸ Bei diesem können verschiedene Motoreigenschaften und unter anderem auch der Beschleunigungsanstieg variiert werden. Hierzu kommt eine spezielle Übertragungsfunktion zwischen dem Fahrpedalsignal und dem abgegebenen Motormoment zum Einsatz. Um diesbezüglich eine Abhängigkeit von der Zustellgeschwindigkeit des Fahrpedals auszuschließen, wird die Fahrpedalzustellung bei diesem Versuch ausschließlich als Startsignal für den Anfahrvorgang herangezogen. Somit können stets gleiche Vorgabesignale für die Übertragungsfunktion und damit auch reproduzierbare Beschleunigungsanstiege in dem Fahrzeug realisiert werden. Die Abb. 5.3 zeigt Beispiele für prinzipielle Anfahrvorgänge.

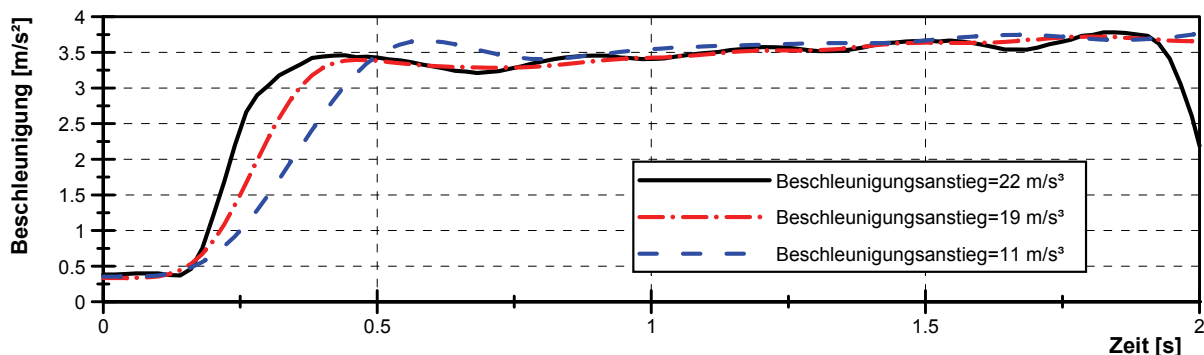


Abb. 5.3: Beispielhafte Beschleunigungsverläufe für die Untersuchungen

¹⁰⁸ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.1.

Für die Objektivierung wird der Beschleunigungsanstieg in unterschiedlicher Reihenfolge variiert und von den Probanden mittel eines Volllastanfahrvorgangs beurteilt. Um dabei eine Beeinflussung durch andere Größen, wie beispielsweise unterschiedliche Maximalbeschleunigungen oder Ansprechzeiten, zu vermeiden, werden diese bei allen Versuchen auf einen nahezu konstanten Wert eingestellt. Folglich kann ausschließlich der Beschleunigungsanstieg einen Einfluss auf den subjektiven Komforteindruck ausüben. Um diesen aufzeigen zu können, wird zuerst der mathematische Zusammenhang zwischen den Bewertungsnoten und dem dazugehörigen Beschleunigungsanstieg für jeden einzelnen Probanden bestimmt. Die Beschreibung erfolgt dabei mittels einer linearen Regressionsgeraden. Die Abb. 5.4 verdeutlicht diese Vorgehensweise.

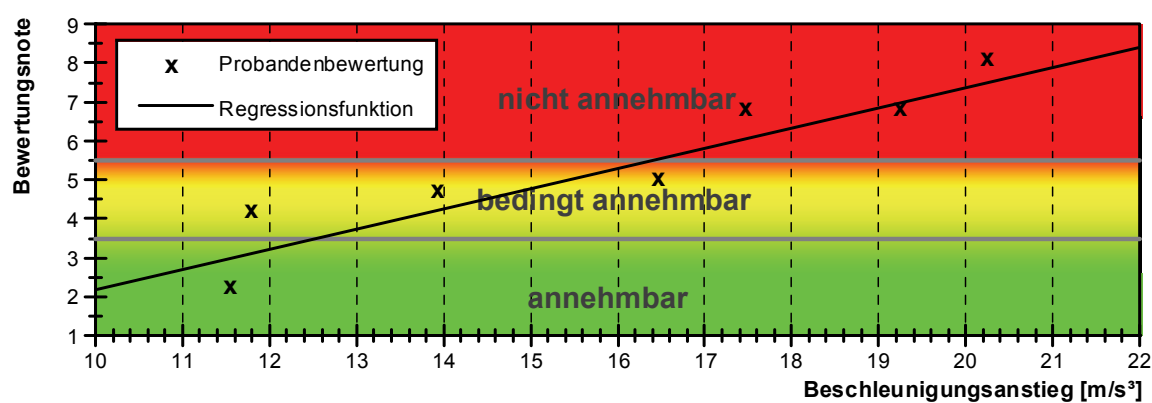


Abb. 5.4: Regressionsergebnis für einen einzelnen Probanden

Aus den Regressionsgeraden werden anschließend die Grenzen für einen „annehmbaren“ und einen „bedingt annehmbaren“ Beschleunigungsanstieg berechnet, was den individuellen Komfortschwellen entspricht. Wie sich dabei zeigt, lassen die Experten ausnahmslos einen etwas höheren Beschleunigungsanstieg zu als die Normalfahrer. Folglich müssen beide Gruppen aus statistischer Sicht separat betrachtet werden. Die ermittelten Ergebnisse der Untersuchung sind in der Abb. 5.5 dargestellt.

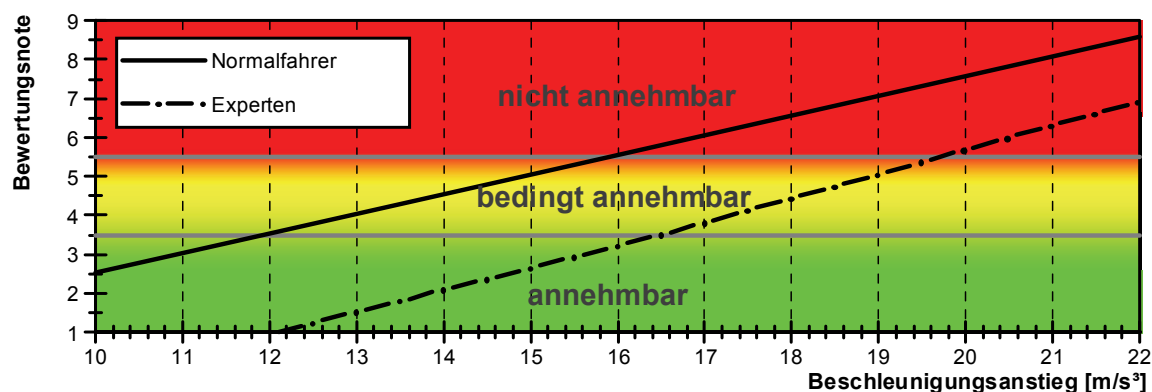


Abb. 5.5: Bewertungsergebnisse für den Beschleunigungsanstieg

Da in dieser Arbeit der subjektive Anfahreindruck von Normalfahrern untersucht wird, werden nur deren Ergebnisse für die Objektivierung verwendet, woraus sich folgende Korrelationsgleichung ergibt:

$$BN = 0,51 \cdot \frac{\Delta a_{15-85}}{\Delta t} - 2,56 \quad (5.1)$$

mit: BN = Bewertungsnote für den max. Beschleunigungsanstieg,

$\frac{\Delta a_{15-85}}{\Delta t}$ = Beschleunigungsanstieg.

Aus Komfortsicht ist demnach ein Beschleunigungsanstieg bis 12 m/s³ „annehmbar“ und bis 16 m/s³ „bedingt annehmbar“. Für einen Volllastanfahrvorgang mit einer Beschleunigung von 6,4 m/s² bedeutet das, dass mindestens 0,4 s zwischen der ersten Fahrzeugreaktion und dem Erreichen des Maximalwerts vergehen müssen, da sonst die Fahrzeugreaktion aus Komfortsicht einem „nicht annehmbaren“ Fahrverhalten entspricht.

5.1.2 Beschleunigungseinbruch

Bei einem Fahrzeug, dessen Motor mit einem Abgasturbolader aufgeladen ist, kommt es beim Volllastanfahren meist zu einem nichtlinearen Beschleunigungsanstieg. So wird die Beschleunigung zuerst auf einen bestimmten Wert angehoben und danach mit einem fühlbar geringeren Gradienten weiter erhöht. Der Grund für das unterschiedliche Beschleunigungsverhalten sind die motorspezifischen Phasen der Leistungsbereitstellung.¹⁰⁹ So steht in der Saugphase ein gewisses Motormoment nahezu spontan zur Verfügung. Die Höhe ist dabei vor allem von dem Hubraum des Motors abhängig und beträgt meist 40 % bis 70 % des Maximalwerts. Die weitere Vergrößerung des abgegebenen Moments erfolgt durch die vom Abgasturbolader durchgeführte Verdichtung der Luftmasse. Dieser benötigt jedoch eine gewisse Zeit zur Erhöhung seiner Drehzahl, sodass das maximale Motormoment im Vergleich zu einem Saugmotor meist deutlich später zur Verfügung steht.¹¹⁰ Vom Fahrer wird der sich insgesamt ergebende Beschleunigungsvorgang als eine indirekte Fahrzeugreaktion wahrgenommen, die vor allem die Anfahragilität negativ beeinflusst. Des Weiteren werden bei einigen Fahrzeugen die Anfahrvorgänge auch häufig als unkomfortabel bezeichnet und bewirken beim Fahrer den Eindruck einer unharmonischen Beschleunigung. Um diesbezüglich Zusammenhänge herstellen zu können, sollen genauere Untersuchungen durchgeführt werden. Dafür wird das Versuchsfahrzeug B verwendet, bei dem verschiedene

¹⁰⁹ Siehe dazu auch Kapitel 2.1.2.

¹¹⁰ Vgl. Basshuysen/Schäfer (2007), S. 502 f.

Beschleunigungsverläufe mittels einer zeitlich gesteuerten Motormomentenfreigabe realisierbar sind.¹¹¹ Somit können unter anderem auch nichtlineare oder sehr indirekte Fahrzeugreaktionen erzeugt werden. Um dabei die Reproduzierbarkeit der Versuche zu gewährleisten, wird das Fahrpedal, ähnliche den Untersuchungen zum maximalen Beschleunigungsanstieg, ausschließlich als Startsignal für den Anfahrvorgang verwendet.

Für die Probandenversuche werden zuerst geeignete Beschleunigungsverläufe festgelegt. Um hierbei eine Beeinflussung durch andere Beschleunigungsmerkmale, wie zum Beispiel die Ansprechzeit oder die Maximalbeschleunigung, zu vermeiden, bleiben diese, wie auch aus der Abb. 5.6 ersichtlich, bei allen Anfahrvorgängen konstant.

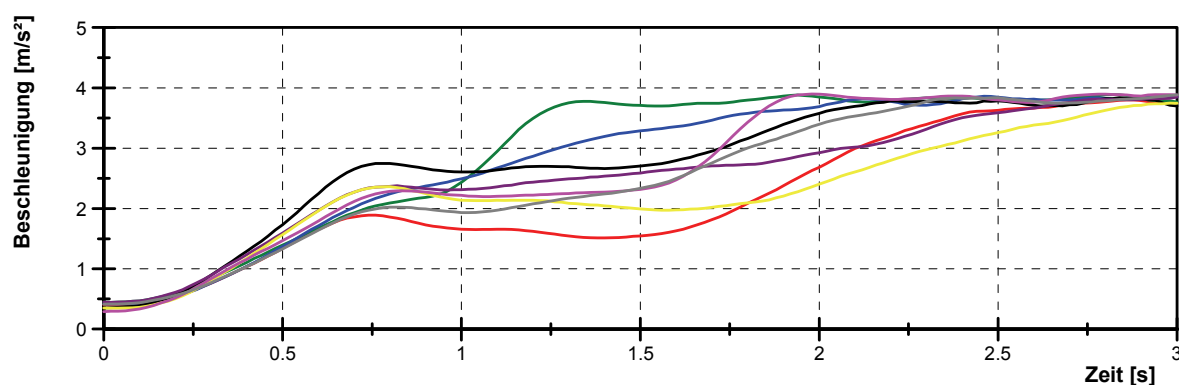


Abb. 5.6: Verläufe für die Bewertung des Beschleunigungseinbruchs

Die Beschleunigungsverläufe werden von den Probanden nacheinander in unterschiedlicher Reihenfolge gefahren und anschließend aus Komfortsicht bewertet. Dafür steht die in der Abb. 5.7 dargestellte 9er Benotungsskala zur Verfügung.¹¹²

Wie bewerten Sie den Beschleunigungsverlauf aus Komfortsicht?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar			nicht annehmbar		
Bewertung aus Komfortsicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abb. 5.7: Bewertungssystem für den Beschleunigungseinbruch

Wie sich aus der Versuchsauswertung zeigt, können bei den Anfahrvorgängen eindeutige Komfortunterschiede nachgewiesen werden. So streuen die Ergebnisse zwischen einer „guten“ und einer „mangelhaften“ Bewertung, wobei eine schlechte Benotung vor allem mit einem unharmonischen Anfahrereindruck kommentiert wird. Um dafür eine geeignete Korrelationsgleichung zu erhalten, werden die abgegebenen Subjektivurteile mit objektiven Beschreibungsmerkmalen verknüpft. Daraus ergibt sich, dass vor allem der Beschleunigungsunterschied gegenüber einem

¹¹¹ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.2.

¹¹² Siehe dazu auch Kapitel 3.5.

linearen Beschleunigungsanstieg sowie die Ruckänderung zwischen dem Saug- und dem Turboladerbereich einen hohen Erklärungsgehalt bezüglich der abgegebenen Probandenbewertungen aufweist. Deshalb wird mit diesen Größen ein Regressionsmodell erstellt. Bei der anschließenden Analyse ist jedoch zu erkennen, dass das Flächenmerkmal den Einfluss am besten widerspiegelt und deshalb als signifikante Größe betrachtet werden kann. Sie berechnet sich gemäß Abb. 5.8 aus dem größten Beschleunigungsunterschied gegenüber einem linearen Beschleunigungsanstieg bezogen auf den erreichten Verlauf.

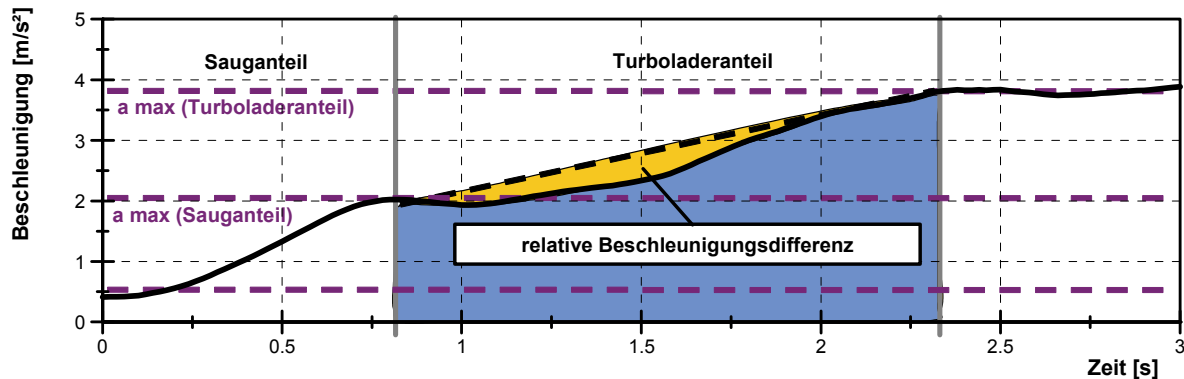


Abb. 5.8: Beschreibungsmerkmal für den Beschleunigungseinbruch

Als Ergebnis der Regressionsanalyse ist die folgende Korrelationsgleichung ermittelbar.

$$BN = 16,3 \cdot \Delta a_{\text{rel.}} + 2,26 \quad (5.2)$$

mit: BN = Bewertungsnote für den Beschl.-einbruch,
 $\Delta a_{\text{rel.}}$ = rel. Beschleunigungsdifferenz.

Gemäß dieser Gleichung werden vor allem große Beschleunigungseinbrüche besonders schlecht bewertet. Somit ergibt sich beispielsweise ab einer relativen Beschleunigungsdifferenz von 20 % bereits ein „nicht annehmbarer“ Komforteindruck. Für ein „annehmbares“ Fahrverhalten, welches durch eine geringere Bewertungsnote als 3,5 charakterisiert wird, wäre ein Wert unter 8 % notwendig. Für das aufgestellte Modell kann insgesamt ein Bestimmtheitsmaß von 0,93 berechnet werden.

5.1.3 Ruckeln

Eine plötzliche Änderung des Motormoments erzeugt, insbesondere bei einem Schaltgetriebefahrzeug, eine Schwingung, die als Ruckeln bezeichnet wird. Dieses beeinflusst nachhaltig den Komfort und war deshalb bereits mehrfach Gegenstand von Untersuchungen. Dabei sollte ein funktionaler Zusammenhang zwischen der Ruckelschwingung und dem subjektiven Anfahrereindruck ermittelt werden. Ein entsprechender Objektivierungsansatz wurde im Rahmen der Forschungsarbeit von

Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke aufgezeigt.¹¹³ Dieser resultiert aus einem Versuch, bei dem mehrere Probanden Vollastbeschleunigungen mit verschiedenen Fahrzeugen durchführten und das Ruckeln auf einer 9er Notenskala bewerteten.¹¹⁴ Da die Beschleunigungsvorgänge aus einer Konstantfahrt im zweiten Gang bei teilweise unterschiedlichen Ausgangsdrehzahlen erfolgten, wird im Rahmen dieser Arbeit die Übertragbarkeit der Korrelationsgleichung (2.19) auf den Anfahrvorgang überprüft. Hierzu kommt das Versuchsfahrzeug C¹¹⁵ zum Einsatz. Bei diesem können, wie in der Abb. 5.9 aufgezeigt, verschiedene Triebstrangschwingungen erzeugt werden. Dafür wird das eigentliche Fahrpedalsignal ab dem Zeitpunkt der Zustellung unterdrückt und ein schwingungsanregendes Signal generiert.

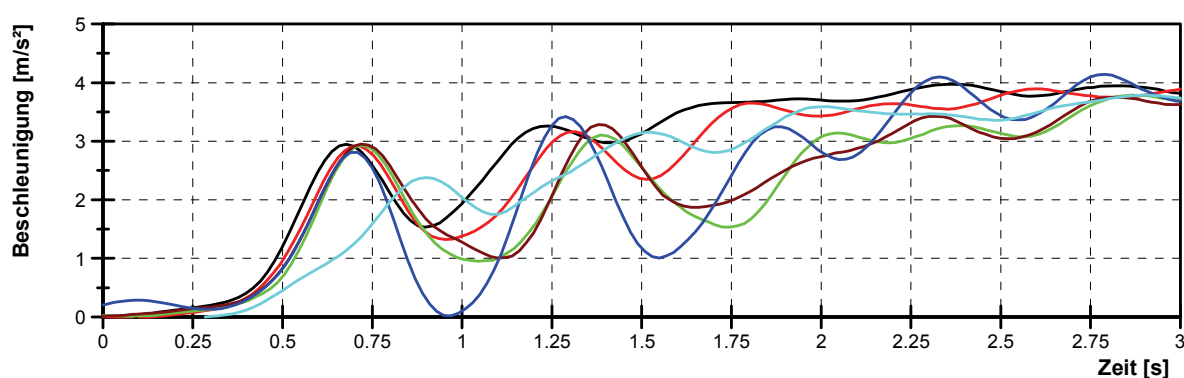


Abb. 5.9: Beschleunigungsvorgänge mit Ruckelschwingungen

Aus den zur Verfügung stehenden Verläufen werden drei für die Überprüfung der Korrelationsgleichung (2.19) ausgewählt. Die Beurteilung soll dabei mit Hilfe einer Vollastbeschleunigung im ersten Gang erfolgen. Da die Schwingungen nur bei einem geschlossenen Triebstrang entstehen, werden alle Versuche aus einer rollenden Bewegung im bereits eingekuppelten Zustand gestartet. Zur Bewertung der subjektiven Eindrücke steht den Probanden die in der Abb. 5.10 dargestellte 9er Notenskala zur Verfügung. Bei dieser ist die Note 1 als bester Wert deklariert und kennzeichnete damit einen exzellenten Komforteindruck.¹¹⁶

Wie bewerten Sie den Beschleunigungsverlauf aus Komfortsicht?

Kriterium	annehmbar			bedingt annehmbar		nicht annehmbar			
Bewertung aus Komfortsicht	exzellent	sehr gut	gut	noch ausreichend	an der Grenze	mangelhaft	schlecht	sehr schlecht	gefährlich
Note	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abb. 5.10: Bewertungssystem für das Ruckeln

Für die Auswertung werden zuerst mit der von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke angegebenen Korrelationsgleichung (2.19) die Bewertungsnoten für die verschiedenen Beschleunigungsverläufe bestimmt. Da der Gleichung ein anderer

¹¹³ Siehe dazu auch Kapitel 2.3.

¹¹⁴ Vgl. Mitschke (1997).

¹¹⁵ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.3.

¹¹⁶ Siehe dazu auch Kapitel 3.5.

Bewertungsmaßstab zugrunde liegt, wird dieser den neuen Gegebenheiten angepasst. Die so ermittelten Berechnungsnoten werden anschließend den durchschnittlichen Probandenbewertungen gegenübergestellt. Das Ergebnis dieses Vergleichs ist der Abb. 5.11 zu entnehmen. Wie sich daraus zeigt, ergibt sich bei dem Verlauf 3 eine gute Übereinstimmung zwischen den Bewertungsnoten. Bei den beiden anderen Verläufen sind hingegen deutliche Unterschiede erkennbar. Hierbei ist vor allem die geringere Spreizung der berechneten Noten im Vergleich zum Versuchsergebnis auffällig.

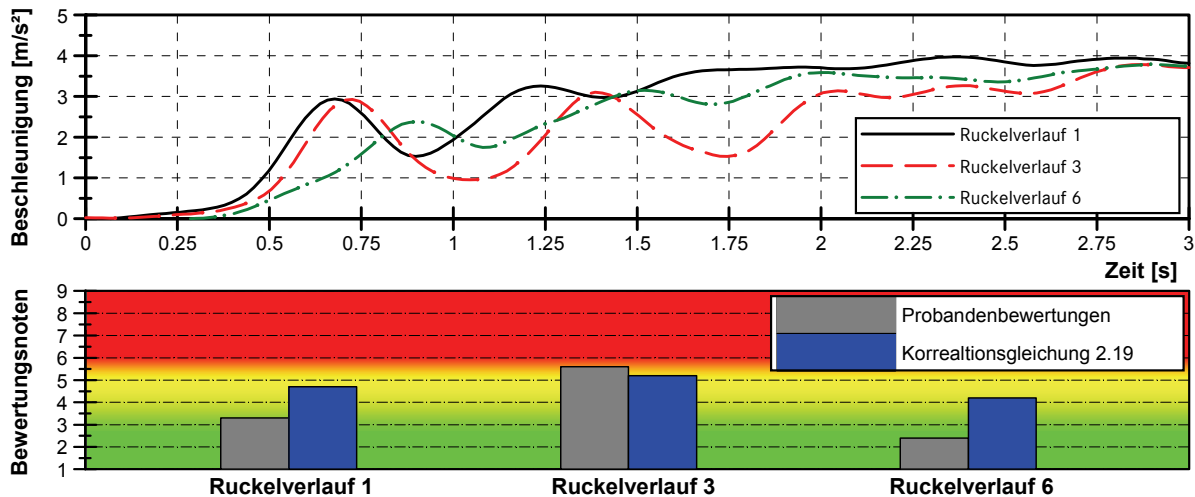


Abb. 5.11: Korrelationsergebnisse nach Gleichung (2.19)

Aufgrund der eingeschränkten Übertragbarkeit der Korrelationsgleichung erfolgt eine weitere Analyse des vorhandenen Datenmaterials. Hierfür stehen auch die bei dem Probandenversuch von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke untersuchten Beschleunigungsverläufe und die dazugehörigen Benotungen zur Verfügung. Aus diesen ist erkennbar, dass die Ruckelfrequenzen im Vergleich zu den für die Überprüfung der Korrelationsgleichung herangezogenen Anfahrvorgängen differieren, was auf die unterschiedlichen Gangübersetzungen zurückzuführen ist. Außerdem sind auch deutlich höhere Ruckelamplituden nachweisbar, welche erfahrungsgemäß für heutige Fahrzeuge einen „nicht annehmbaren“ Komforteindruck widerspiegeln. Folglich ist davon auszugehen, dass bei dem damaligen Versuch die geringere Spreizung der Probandenbewertungen ausschließlich aus einem niedrigeren Kundenanspruch resultierte. Unter Beachtung dieser Tatsache wird trotz des kleinen Stichprobenumfangs eine neue Regressionsanalyse durchgeführt, um so das Ruckeln bei einem Anfahrmanöver im ersten Gang zumindest näherungsweise objektivieren zu können. Hierfür werden die von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke bestimmten Zusammenhänge vollständig übernommen und der erhöhte Anspruch an heutige Fahrzeuge mittels eines zusätzlichen Koeffizienten angepasst. Laut den untersuchten Anfahrvorgängen hat dieser einen Wert von 3, sodass sich folgende Gleichung ergibt:

$$BN = 1 + 3 \cdot \left(1,018 \sqrt{\frac{\hat{x}_{1-2}}{\frac{0,7}{f_R}}} + 0,338(n_{0,4;s} - 7) \right) \quad (5.3)$$

mit: BN = Bewertungsnote,
 \hat{x}_{1-2} = 1. – Spitze – Spitze – Wert,
 f_R = Ruckelfrequenz,
n = Anzahl der fühlbaren Schwingungen.

Neben der Anpassung des erhöhten Komfortanspruchs berücksichtigt die Korrelationsgleichung auch den geänderten Bewertungsmaßstab. So ist hier, im Gegensatz zu dem von Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke durchgeführten Probandenversuch, die Note 1 als bester Wert definiert und kennzeichnet einen „exzellenten“ Komforteindruck. Die sich aus der Gleichung (5.3) ergebenden Noten für die untersuchten Beschleunigungsverläufe sind der Abb. 5.12 zu entnehmen.

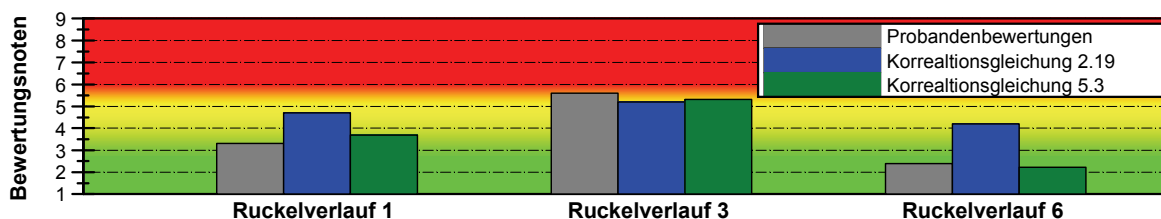


Abb. 5.12: Korrelationsergebnisse nach Gleichung (5.3)

Wie daraus zu erkennen ist, wird die Korrelation zu den Probandenbewertungen deutlich verbessert, was sich unter anderem auch in dem Bestimmtheitsmaß von 0,95 widerspiegelt. Da für die Anpassung der Gleichung nur 3 ausgewählte Beschleunigungsverläufe zur Verfügung stehen, kann jedoch kein Anspruch auf eine vollständig angepasste Objektivierung des Ruckelns erhoben werden. So sind für eine exakte Aussage noch weitere Untersuchungen unabdingbar, welche im Rahmen dieser Arbeit aus zeitlichen Gründen nicht realisierbar waren.

5.2 Objektivierung des Volllastbeschleunigungsverlaufs

Eine weitere Aufgabe der vorliegenden Arbeit besteht in der Objektivierung des subjektiven Agilitätseindrucks bei einem Volllastanfahrmanöver. Dafür werden normalerweise in einem Probandenversuch mehrere Fahrzeuge miteinander verglichen und anschließend anhand der objektiven Daten Korrelationen durchgeführt. Als Ergebnis kann dann beispielsweise die durchschnittliche Beschleunigung bis 3 s als das Merkmal mit dem größten Erklärungsgehalt identifiziert und somit als signifikante Beschreibungsgröße genutzt werden. Ein genauer Bezug auf den Beschleunigungsverlauf und insbesondere auf deren Einflussgrößen, wie das

Ansprechverhalten oder die Maximalbeschleunigung, kann jedoch meist nicht angegeben werden. Der Grund hierfür ist, dass ausschließlich Fahrzeuge mit ähnlicher Motorleistung miteinander vergleichbar sind und damit nur geringe Streuungen bei den Beschleunigungsverläufen realisiert werden können. Um diesbezüglich eine genaue und direkt auf den Beschleunigungsverlauf bezogene Objektivierung des subjektiven Fahrleistungseindrucks durchzuführen, ist ein entsprechender Probandenversuch vorgesehen. Dafür wird im Vorfeld der Versuche der vollständige Beschleunigungsverlauf in verschiedene Bereiche zerlegt, welche einen Einfluss auf den subjektiven Eindruck vermuten lassen und für jeden dieser ein charakteristisches Untersuchungskriterium definiert. So soll, wie auch aus der Abb. 5.13 zu erkennen ist, insbesondere der Einfluss der Ansprechzeit, des Beschleunigungsaufbaus, der Maximalbeschleunigung und des Beschleunigungsabfalls objektiviert werden.

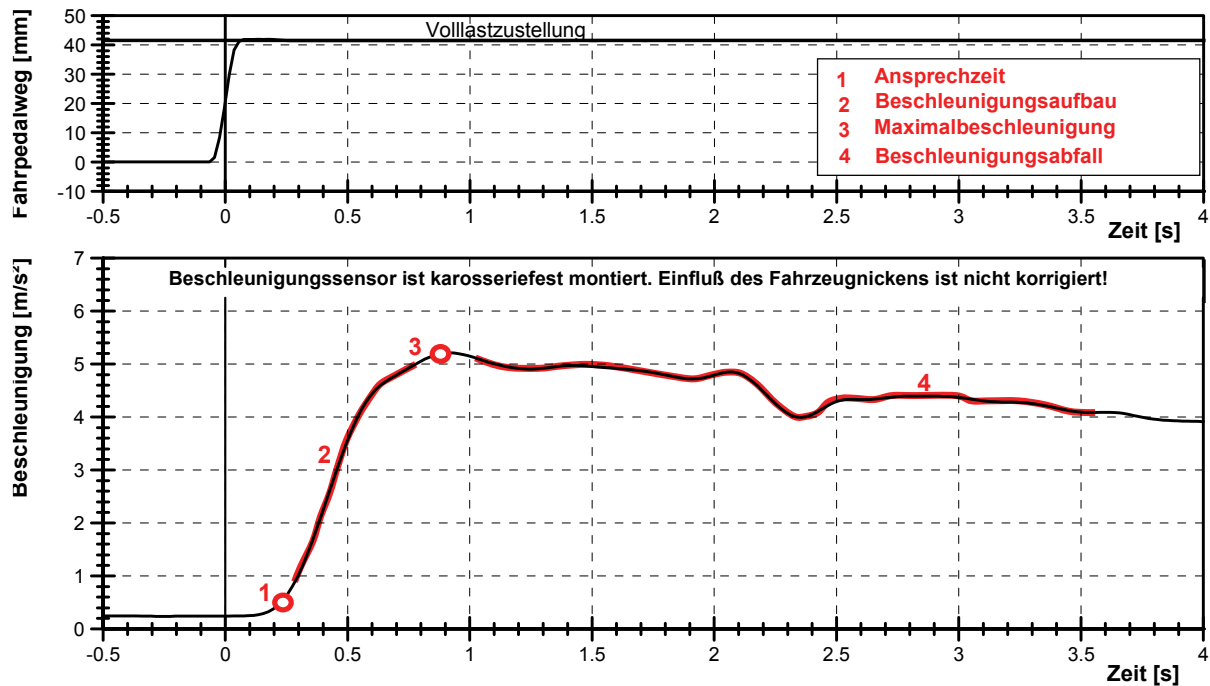


Abb. 5.13: Untergliederung des vollständigen Beschleunigungsverlaufs in charakteristische Bereiche

Um für die einzelnen Untersuchungskriterien möglichst genaue Aussage treffen zu können, muss vor allem eine große Varianz realisiert werden. Aus diesem Grund wird das Versuchsfahrzeug B¹¹⁷ verwendet. Bei diesem kann das analoge Fahrpedalsignal mittels einer MicroAutoBox eingelesen und über ein erstelltes Matlab/Simulink-Modell ein geändertes Signal zum Motorsteuergerät weitergeleitet werden. Als Folge der daraus resultierenden unterschiedlichen Momentenanforderung sind beliebige Beschleunigungsverläufe in dem Versuchsfahrzeug

¹¹⁷ Siehe dazu auch Kapitel 3.2.2.

realisierbar. Die für die Untersuchungen verwendeten Verläufe können der Abb. 5.14 entnommen werden.

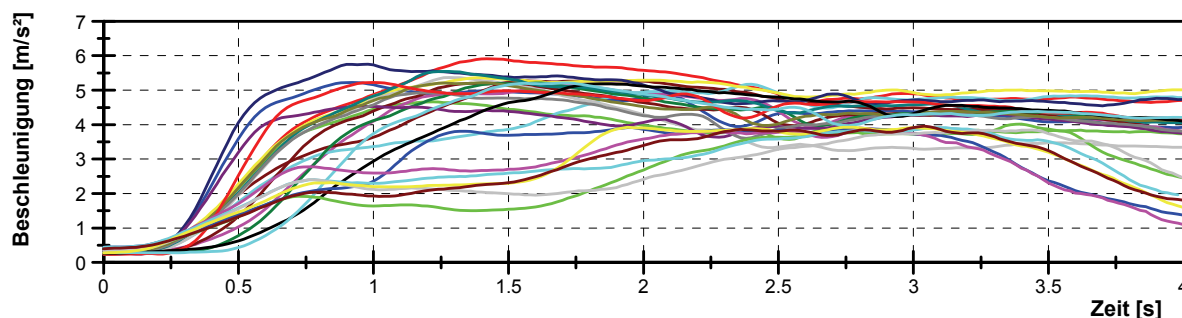


Abb. 5.14: Verwendete Beschleunigungsverläufe für die Untersuchung zum Volllastanfahren

Zur Bestimmung der relevanten Beschreibungsmerkmale für die einzelnen Verlaufskriterien wird bei einigen der verwendeten Beschleunigungsverläufe jeweils nur ein Parameter variiert und hinsichtlich des Fahrleistungseindrucks bewertet. Da dieser nicht mit einem absoluten Maßstab beschrieben werden kann, erfolgt der Einsatz eines relativen Bewertungssystems. Damit soll mittels einer vorgegebenen Skalierung ausschließlich der gefühlte Agilitätsunterschied gegenüber einem Referenzanfahrvorgang wiedergegeben werden. Die dafür verwendete Einteilung ist in der Abb. 5.15 dargestellt.

kein	tendentiell	spürbar	deutlich	mehr als deutlich
Unterschied	besser			
0	1	2	3	4
Unterschied	schlechter			
0	-1	-2	-3	-4

Abb. 5.15: Bewertungssystem für den Volllastagilitätseindruck

Die Noten 1 bis 4 kennzeichnen eine ansteigende Verbesserung und die Noten -1 bis -4 eine zunehmende Verschlechterung der Agilität. Die Note 3 beschreibt hierbei bereits einen deutlichen Agilitätsunterschied und dient damit als Grenze für die Vergleichbarkeit der Anfahrvorgänge. Folglich werden nur die Bewertungsnoten, welche einen geringeren Absolutwert aufweisen, zur Analyse herangezogen. Um damit geeignete Beschreibungsmerkmale für die verschiedenen Verlaufskriterien zu ermitteln, erfolgt zunächst eine Auswertung der Anfahrvorgänge mit nur einer Parametervariation. Die sich daraus ergebenden Zusammenhänge sind im Folgenden detailliert beschrieben. Im Anschluss wird dann mit Hilfe einer multiplen Regressionsanalyse die aus den ermittelten Beschreibungsgrößen resultierende Korrelationsgleichung bestimmt.

5.2.1 Volllastansprechzeit

Als erste Einflussgröße soll die Änderung des Agilitätseindrucks infolge einer variierten Ansprechzeit untersucht werden. Diese beschreibt die Verzögerung zwischen der bei Volllastanfahrvorgängen sprunghaften Fahrpedalzustellung und dem spürbaren Beschleunigungsbeginn. Erfahrungsgemäß sollte die Ansprechzeit für einen „sportlichen“ Agilitätseindruck möglichst gering sein, um so eine spontane Fahrzeugreaktion realisieren zu können. Für die Ermittlung der genauen Zusammenhänge zwischen dem Beginn der Beschleunigung und dem Agilitätseindruck sind im Rahmen der Untersuchungen vier Volllastanfahrvorgänge vorgesehen. Die jeweiligen Beschleunigungsverläufe können der Abb. 5.16 entnommen werden.

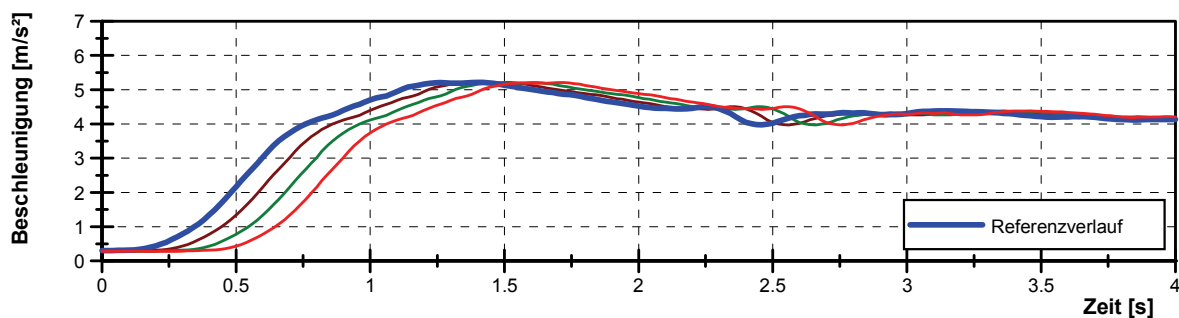


Abb. 5.16: Beschleunigungsverläufe für die Untersuchung der Ansprechzeit

Gemäß der Abb. 5.16 sollen identische Beschleunigungsverläufe mit einer um jeweils 0,1 s veränderten Ansprechzeit bewertet werden. Dafür wird ein variables Totzeitglied zwischen der vom Fahrer durchgeführten Fahrpedalzustellung und dem Beginn der Motormomentenabgabe verwendet, wodurch ein Bewertungsunterschied ausschließlich auf das variierte Ansprechverhalten des Fahrzeugs zurückzuführen ist. Anhand der Bewertungsergebnisse der Probanden soll anschließend das signifikante Beschreibungsmerkmal für die Ansprechzeit bestimmt werden. Dazu wird zuerst die entstehende Regressionsgerade zwischen den Bewertungsnoten und den eingestellten Totzeiten für die vier Anfahrvorgänge berechnet. Als Ergebnis der Analyse ergibt sich der in der Abb. 5.17 dargestellte Zusammenhang. Daraus ist zu erkennen, dass mit dem verwendeten Beschreibungsmerkmal bereits ein exzellenter Zusammenhang zu den Bewertungsnoten hergestellt werden kann.

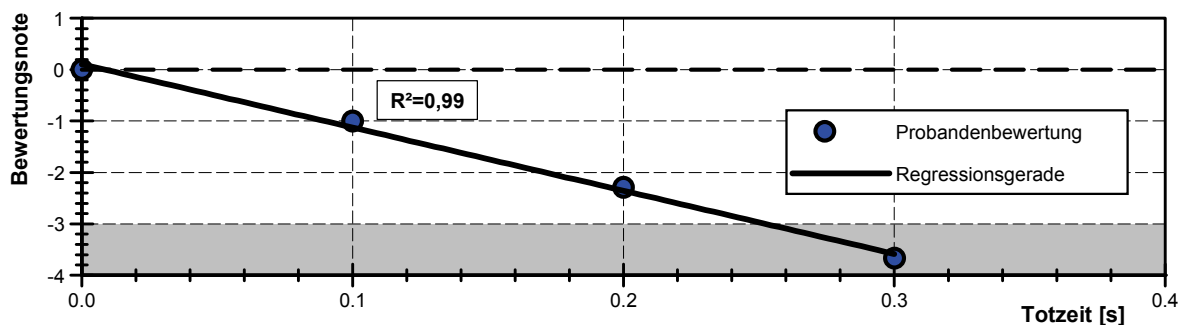


Abb. 5.17: Regressionsergebnis für die Totzeit als signifikantes Beschreibungsmerkmal der Ansprechzeit

Um beliebige Beschleunigungsverläufe bewerten zu können, ist es jedoch notwendig, ein allgemeingültiges Beschreibungsmerkmal zu bestimmen, welches eine Beziehung zur ersten spürbaren Fahrzeugreaktion herstellt.¹¹⁸ Zur Verdeutlichung sind in der Abb. 5.18 zwei prinzipielle Anfahrvorgänge gegenübergestellt. Die beiden dargestellten Verläufe weisen eine Totzeiten von ca. 0,2 s auf, was im Bezug auf das Ansprechverhalten eine gleiche Bewertung zur Folge hätte. Da der Fahrer jedoch die Fahrzeugreaktion erst durch die Beschleunigung wahrnimmt, darf nicht die Totzeit, sondern ausschließlich eine von dem Beschleunigungsverlauf abhängige Größe, wie beispielsweise eine definierte Beschleunigungsschwelle, verwendet werden. Für eine möglichst exakte Aussage muss diese den genauen Zeitpunkt für den spürbaren Beschleunigungsbeginn widerspiegeln, da sonst unterschiedliche Bewertungsergebnisse für das subjektive Ansprechverhalten entstehen.

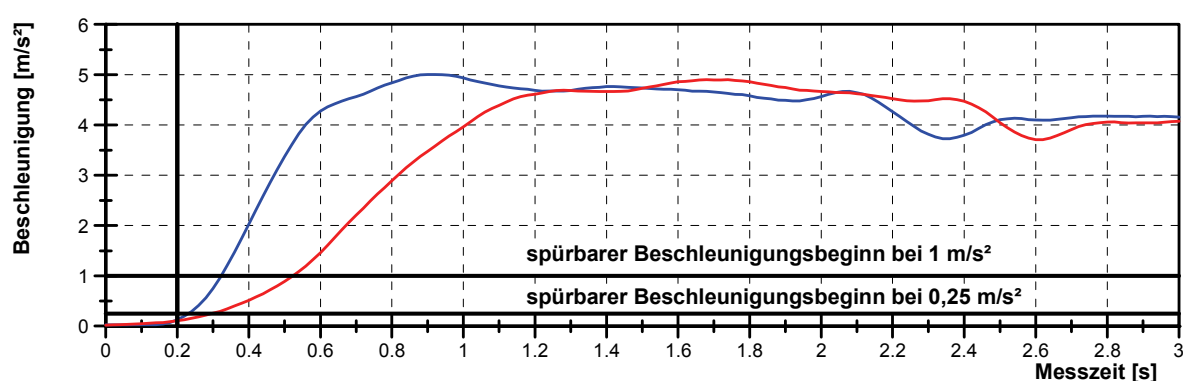


Abb. 5.18: Beispieldarstellung für mögliche Beschreibungsgrößen bezüglich der Ansprechzeit

So hätte beispielsweise bei den in der Abb. 5.18 dargestellten Verläufen und unter Beachtung der für die Totzeiten ermittelten Zusammenhänge eine Beschleunigungsschwelle von 0,25 m/s² einen tendenziellen Unterschied zur Folge. Bei der Verwendung einer Schwelle von 1 m/s² müsste der Unterschied im Ansprechverhalten jedoch bereits mit „spürbar“ bewertet werden. Aus den 4 identischen Beschleunigungsverläufen zur Ansprechzeit ist diesbezüglich kein genaues Beschreibungsmerkmal abzuleiten, da jede Beschleunigungsschwelle den gleichen Regressionszusammenhang zur Folge hat. Zur Bestimmung müssten demnach auch Beschleunigungsverläufe verwendet werden, bei denen sich sowohl die Ansprechzeit als auch der Beschleunigungsanstieg ändert. Da somit jedoch auch der Beschleunigungsanstieg einen Einfluss auf die Agilitätsbewertung hat, aber nur die Ansprechzeit untersucht werden soll, gestaltet sich ein solcher Versuch, insbesondere bei Untersuchungen mit Laien, relativ schwierig. Deshalb wird an dieser Stelle eine andere Vorgehensweise für die Bestimmung einer geeigneten Beschreibungsgröße angewendet. Hierfür werden den Probanden zuerst verschiedene konstante

¹¹⁸ Vgl. VDI-Richtlinie 2057 Blatt 1 (1999).

Beschleunigungen zwischen 0 m/s^2 und 1 m/s^2 vorgegeben, mit der Aufgabe, diese hinsichtlich der Spürbarkeit einzuschätzen. Um dabei eine Beeinflussung durch auditive und visuelle Wahrnehmungen zu vermeiden, werden die Versuche bei einer Geschwindigkeit von ca. 30 km/h durchgeführt. Da das Fahrzeug somit bereits eine Bewegung aufweist, wird die Beurteilung infolge einer sichtbaren Geschwindigkeitszunahme erschwert, wodurch ausschließlich die Beschleunigung als subjektive Beurteilungsgröße zur Verfügung steht. Um deren Spürbarkeit in Form einer Note aufzuzeigen, wird das in der Abb. 5.19 dargestellte Bewertungssystem verwendet.

Beschleunigung ist				
nicht	tendentiell	spürbar	deutlich	mehr als deutlich
wahrnehmbar				
0	1	2	3	4
Spürbarkeitsschwelle ansteigend				

Abb. 5.19: Bewertungssystem für eine Konstantbeschleunigung

Für die Auswertung der Versuche werden die Bewertungsnoten den jeweiligen Konstantbeschleunigungen gegenübergestellt. Dafür wird zuerst der mathematische Zusammenhang für jeden einzelnen Probanden ermittelt. Aus den Regressionsgeraden werden anschließend die Grenzen für eine „tendenzielle“, eine „spürbare“ und eine „deutliche“ Beschleunigungswahrnehmung berechnet. Da hierbei keine signifikanten Unterschiede zwischen den Bewertungen der Experten und der Laien auftreten, werden beide Probandengruppen zusammengefasst. Damit kann das in der Abb. 5.20 dargestellte Ergebnis ermittelt werden.

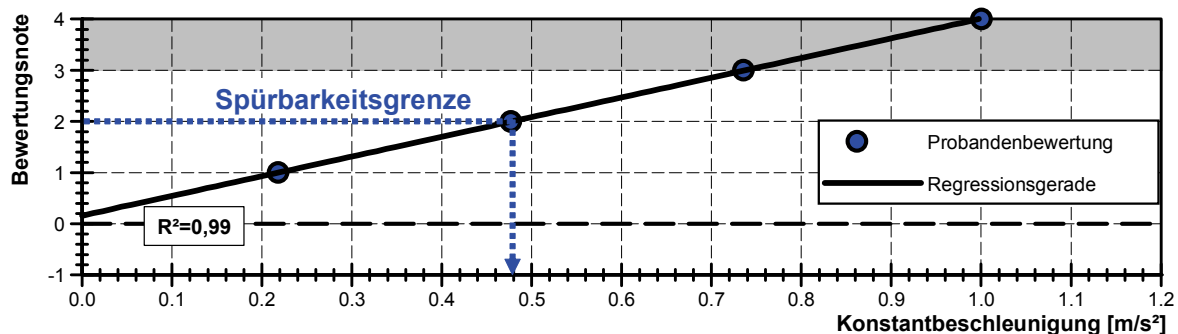


Abb. 5.20: Ergebnis der Untersuchung zur Spürbarkeit einer Konstantbeschleunigung

Gemäß der Abb. ergibt sich ein Wert von $0,48 \text{ m/s}^2$ als Spürbarkeitsschwelle für eine Beschleunigung. Neben dieser konstanten Schwelle muss jedoch auch der Einfluss des Beschleunigungsaufbaus beachtet werden. Dafür sind im Rahmen der Untersuchungen weitere Bewertungsumfänge vorgesehen, mit dem Ziel, die Verbesserung der Wahrnehmung infolge eines veränderten Beschleunigungsaufbaus zu bestimmen. Zu diesem Zweck werden verschiedene Beschleunigungsvorgänge mit jeweils gleichen Maximalwerten, aber unterschiedlichen Beschleunigungsanstiegen, verwendet. Um damit den Einfluss des Beschleunigungsaufbaus

aufzuzeigen, soll die Verbesserung der Wahrnehmung gegenüber einer Konstantbeschleunigung bewertet werden. Dafür wird die gleiche Skalierung wie bei den zuvor durchgeführten Untersuchungen verwendet. So kennzeichnet beispielsweise die Note 2 eine „spürbar“ bessere Wahrnehmung, welche sich ausschließlich durch den Beschleunigungsaufbau ergibt.

Anhand der Auswertungen zeigt sich, dass der Beschleunigungsverlauf einen Einfluss auf die Wahrnehmung der Fahrzeugreaktion hat. So erhöhen sich die Noten bei einem vergrößerten Beschleunigungsanstieg von 1 m/s^3 im Durchschnitt um ca. 0,25. Eine spezielle Abhängigkeit vom Beschleunigungsniveau ist dabei nicht feststellbar. Um insgesamt sowohl das Beschleunigungsniveau als auch den Anstieg für die Festlegung einer Spürbarkeitsschwelle zu berücksichtigen, werden die Erkenntnisse aus beiden Versuchen zu einem Gesamtergebnis zusammengeführt, woraus sich die folgende Gleichung ergibt:

$$\text{Spürbarkeit} = 4,1 \cdot \Delta a + 0,25 \cdot da/dt \quad (5.4)$$

mit: Δa = Beschleunigungsdifferenz,
 da/dt = Beschleunigungsgradient.

Der Berechnungsformel liegt dabei der bei den Versuchen verwendete Maßstab zugrunde. Bei diesem ist mit der Note 2 eine spürbare Beschleunigung definiert und kann somit als Beschreibungsgröße für eine wahrnehmbare Fahrzeugreaktion angesehen werden. Damit ergibt sich für die 4 untersuchten Volllastanfahrvorgänge eine spürbare Beschleunigungsschwelle von $0,24 \text{ m/s}^2$, was bei einer Totzeit von 0 s einer Ansprechzeit von 0,22 s entspricht. Da die spürbare Fahrzeugreaktion jedoch vom Beschleunigungsverlauf abhängt, können sich auch andere Bezugswerte ergeben. Um das zu verdeutlichen, werden für mehrere Fahrzeuge die Beschleunigungsschwellen bei einem Volllastanfahrvorgang berechnet. Die Ergebnisse der Berechnung sind in der Tabelle 5.1 dargestellt.

Fahrzeug	Getriebe	spürbare Beschleunigungsschwelle [m/s^2]
Fahrzeug 5.2-A	AG	0,20
Fahrzeug 5.2-B	AG	0,18
Fahrzeug 5.2-C	SG	0,14
Fahrzeug 5.2-D	CVT	0,22
Fahrzeug 5.2-E	AG	0,19
Fahrzeug 5.2-F	SG	0,20
Fahrzeug 5.2-G	AG	0,30
Fahrzeug 5.2-H	AG	0,10
Versuchsfahrzeug B	AG	0,24
	Mittelwert:	0,20

Tabelle 5.1: Beschleunigungsschwellen für mehrere vermessene Fahrzeuge

Wie sich daraus zeigt, variieren die spürbaren Beschleunigungsschwellen zwischen einem Wert von $0,1 \text{ m/s}^2$ und $0,3 \text{ m/s}^2$, was ausschließlich auf den unterschiedlichen Anstieg zurückzuführen ist. Im Mittel aller ausgewerteten Fahrzeuge liegt die Beschleunigungsschwelle bei ca. $0,2 \text{ m/s}^2$ und kann daher als Näherungswert angesehen werden. Für eine möglichst genaue Beschreibung der Ansprechzeit wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch die Gleichung (5.4) verwendet.

5.2.2 Beschleunigungsaufbau

Eine weitere Verlaufsgröße, die einen signifikanten Einfluss auf den subjektiven Volllastanfahreindruck ausübt, ist der Beschleunigungsaufbau. Dieser beschreibt den zeitlichen Verlauf zwischen der ersten spürbaren Fahrzeugreaktion sowie der erreichten Maximalbeschleunigung und sollte für einen „sportlichen“ Agilitätseindruck vor allem einen hohen Gradienten aufweisen, um so frühzeitig eine hohe Beschleunigung zu erreichen. Der mögliche Beschleunigungsanstieg ist jedoch unter anderem von der Aufladungsart des Motors abhängig und kann deshalb beliebige Verlaufsformen annehmen. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, sind in der Abb. 5.21 die Beschleunigungsverläufe von mehreren Fahrzeugen dargestellt.

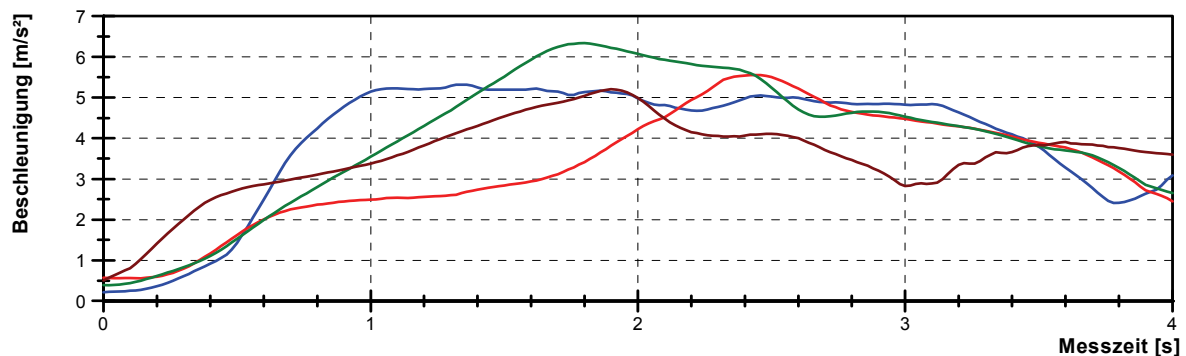


Abb. 5.21: Volllastbeschleunigungsverläufe von verschiedenen Fahrzeugen

So können sowohl lineare Beschleunigungsanstiege mit unterschiedlichen Gradienten als auch nichtlineare Verläufe mit vollkommen verschiedenartiger Ausprägung entstehen, was vor allem bei der Definition einer geeigneten objektiven Beschreibungsgröße von Relevanz ist. Deshalb wird im Rahmen des Probandenversuchs ein Großteil der Anfahrvorgänge für die Objektivierung dieser Verlaufsgröße genutzt. Einen Überblick über die verwendeten Beschleunigungsverläufe gibt die Abb. 5.22.

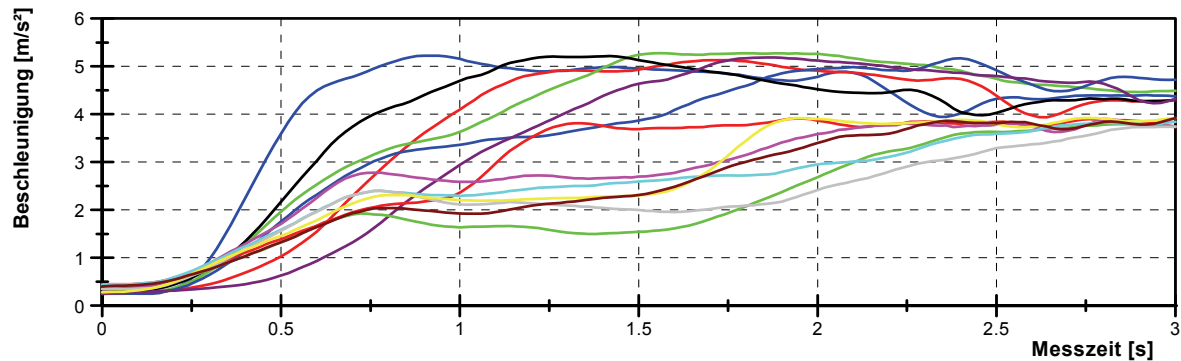


Abb. 5.22: Verläufe für die Untersuchung des Beschleunigungsaufbaus

Bei den Probandenversuchen wird der Einfluss des Beschleunigungsaufbaus sowohl im Bezug auf verschiedene Verlaufsformen als auch hinsichtlich unterschiedlicher Maximalbeschleunigungen bestimmt. Um daraus ein Beschreibungsmerkmal identifizieren zu können, werden mehrere Größen bezüglich ihrer Eignung überprüft, wobei insbesondere der bislang verwendete Ruck, der sich aus der Regressionsgeraden für den Beschleunigungsbereich zwischen 15 % und 85 % der Maximalbeschleunigung ergibt, näher betrachtet wird.¹¹⁹ Für die Auswertung werden zuerst die Beschleunigungsvorgänge mit einem linearen Beschleunigungsanstieg und einer konstanten Maximalbeschleunigung von 5,2 m/s² herangezogen. Im Vergleich zu den von den Probanden abgegebenen Bewertungen zeigt sich, dass diese Beschreibungsgröße den Zusammenhang nur ungenügend widerspiegelt und deshalb für eine Korrelationsgleichung ungeeignet ist. In der Abb. 5.23 wird dieses Erkenntnis grafisch verdeutlicht.

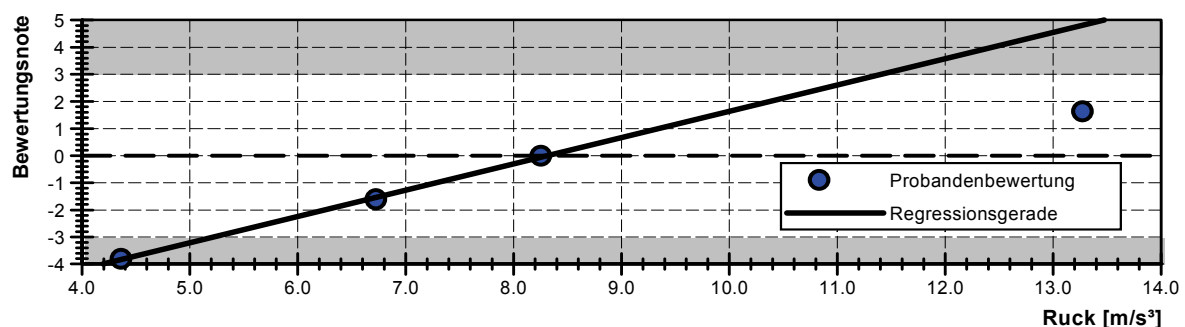


Abb. 5.23: Regressionsergebnis für den Ruck als Beschreibungsgröße

Bis zu einem Gradienten von 8 m/s³ kann ein linearer Zusammenhang berechnet werden. Mit einer weiteren Erhöhung des Beschleunigungsanstiegs nimmt jedoch die Verbesserung der Bewertungen ab, sodass sich bei einem Gradienten von 13,3 m/s³ bereits eine deutliche Abweichung ergibt. Aufgrund dieser Tatsache wird nach einem genaueren Beschreibungsmerkmal gesucht. Dabei kann die Zeit bis zum Erreichen der Maximalbeschleunigung als bestes Bewertungskriterium bestimmt werden. Diese als Reaktionszeit definierte Größe beschreibt den Zeitversatz zwischen dem An-

¹¹⁹ Siehe dazu auch Kapitel 2.3.

sprechen des Fahrzeugs sowie dem Erreichen der Maximalbeschleunigung und wird über den Gradienten der Regressionsgeraden sowie den relevanten Beschleunigungsbereich berechnet. Das Ergebnis für die ausgewerteten Beschleunigungsverläufe mit den jeweiligen Reaktionszeiten ist in der Abb. 5.24 dargestellt.

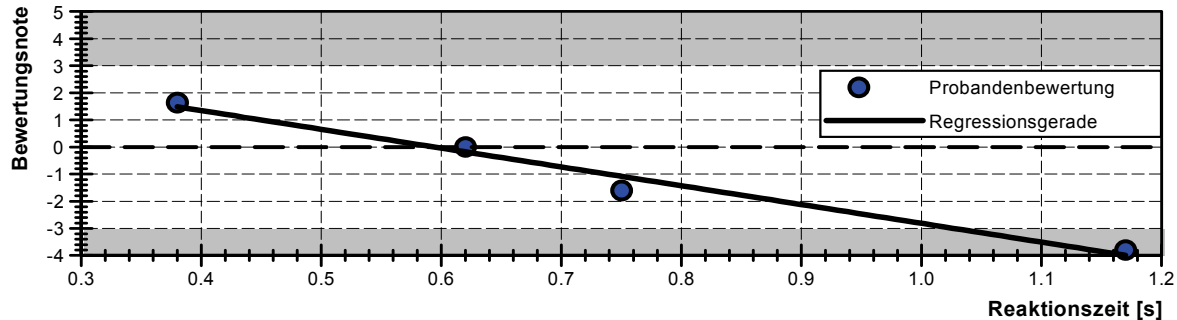


Abb. 5.24: Regressionsergebnis für die Reaktionszeit als Beschreibungsgröße

Mit der Reaktionszeit kann eine lineare Funktion zum subjektiven Eindruck berechnet werden. Hierbei beträgt die maximale Abweichung zwischen den berechneten sowie den abgegebenen Bewertungen nur noch 0,5 Noten, sodass sich insgesamt ein Bestimmtheitsmaß von 0,98 ergibt. Bei der Auswertung der weiteren Untersuchungsverläufe zeigt sich jedoch, dass der zur Berechnung der Reaktionszeit verwendete Gradient auf einen nichtlinearen Verlauf nur bedingt anwendbar ist. So kann es bei diesen Verläufen trotz eines sichtbar besseren Beschleunigungsaufbaus zu einer Reduzierung des Gradienten kommen, wodurch die Berechnung der Reaktionszeit verfälscht wird. Um das zu verdeutlichen, sind in der Abb. 5.25 zwei prinzipielle Verläufe mit den jeweiligen Regressionsgeraden dargestellt.

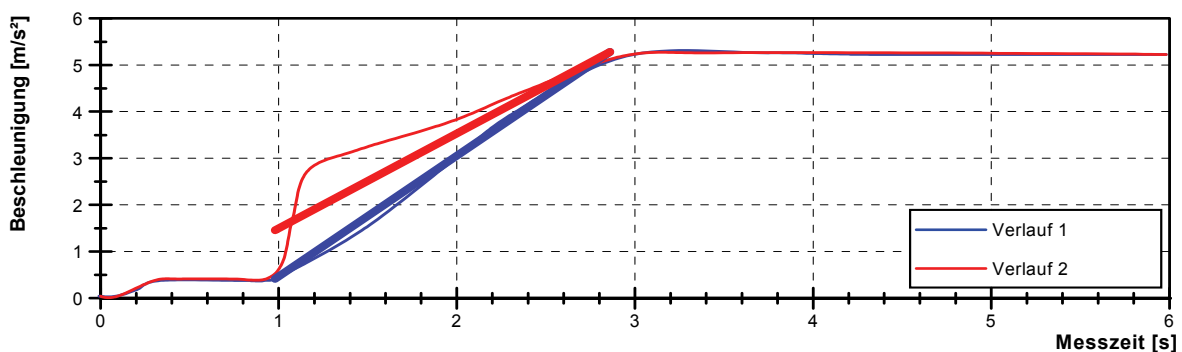


Abb. 5.25: Regressionsgradienten mit der bisherigen Ruckbestimmung

Gemäß der Abb. 5.25 erreichen beide Verläufe zum gleichen Zeitpunkt ihre Maximalbeschleunigung. Aufgrund der besseren Anfangsbeschleunigung verfügt der Verlauf 2 jedoch über einen geringen Agilitätsvorteil. Durch diesen entsteht aber insgesamt ein geringerer Gradient für die Regressionsfunktion, was bei der Berechnung der Reaktionszeit einem Beschleunigungsnachteil gleichkommt. Deshalb wird zur Bestimmung der Reaktionszeit nicht die bislang verwendete Regressionsfunktion sondern ein neuer Ansatz verwendet. Bei diesem erfolgt wiederum die Berechnung einer Regressionsgeraden im relevanten Beschleunigungsbereich, jedoch mit einem

durch den Beginn des Beschleunigungsanstiegs festgelegten Anfangspunkt. Als Folge der vorgegebenen Randbedingung ergeben sich für die zuvor aufgezeigten Beschleunigungsverläufe die in der Abb. 5.26 dargestellten Gradienten.

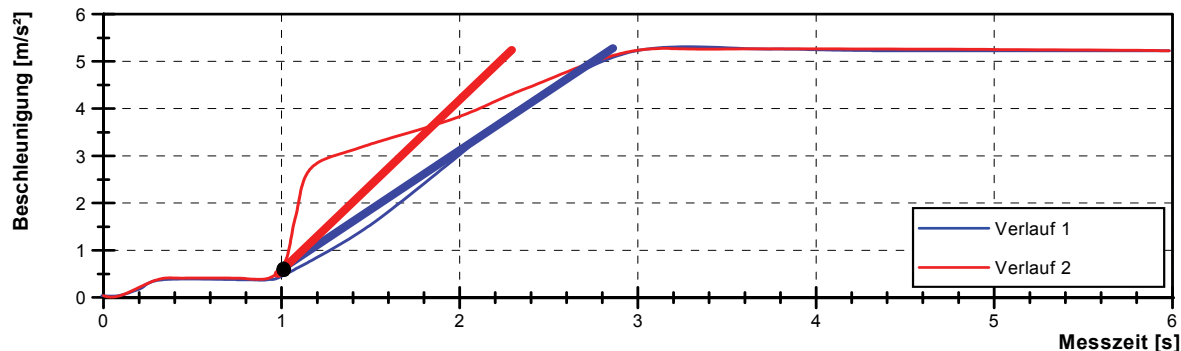


Abb. 5.26: Regressionsgradienten mit festgelegtem Anfangspunkt

Aufgrund des vorgegebenen Anfangspunkts für die Regressionsfunktion ist für den Verlauf 2 ein etwas höherer Gradient bestimmbar. Damit kann die Reaktionszeit als Beschreibungsmerkmal für den Beschleunigungsaufbau sowohl für lineare als auch nichtlineare Verläufe verwendet werden. Bei der Auswertung der restlichen Verläufe zeigt sich, dass der ermittelte Zusammenhang jedoch nur für einen bestimmten Beschleunigungsbereich eine Gültigkeit besitzt. So ist eine klare Abhängigkeit von der Maximalbeschleunigung zu beobachten. Dabei wird die Reaktionszeit mit zunehmender Maximalbeschleunigung stärker gewichtet. Deshalb ist eine zusätzliche Gleichung, welche die relevante Beschleunigung kennzeichnet, unabdingbar. Für die beiden untersuchten Beschleunigungsbereiche kann dafür folgender Zusammenhang berechnet werden:

$$\text{Gewichtung} = 0,3 \cdot \Delta a + 0,78 \quad (5.5)$$

mit: Δa = Beschleunigungsdifferenz.

Gemäß der Gleichung muss die Beschreibungsgröße für den Beschleunigungsanstieg bei einer um 1 m/s^2 erhöhten Maximalbeschleunigung um 0,3 höher gewichtet werden. Damit ist für die bewerteten Anfahrvorgänge das in der Abb. 5.27 dargestellte Regressionsergebnis mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,91 ermittelbar.

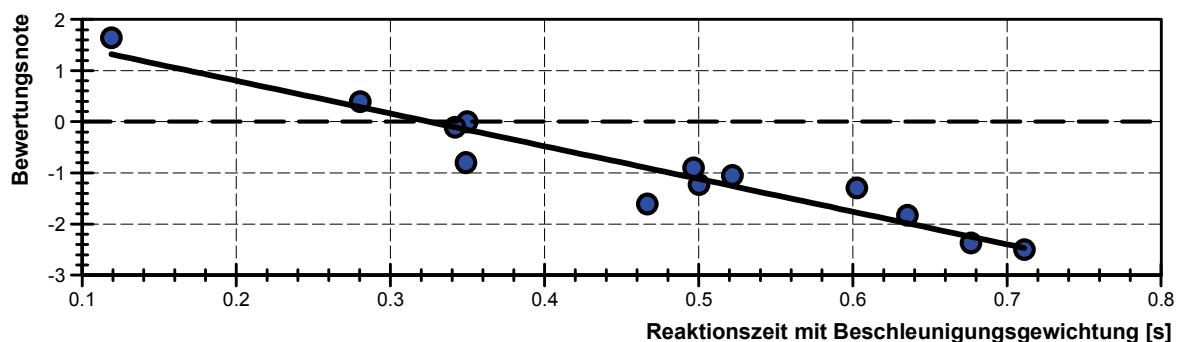


Abb. 5.27: Regressionsergebnis für den Beschleunigungsaufbau

Wie aus der Abb. zu erkennen ist, kann ein linearer Zusammenhang zu den Bewertungsnoten bestimmt werden. Um dabei auch den Einfluss des Komforts zu berücksichtigen, wird das Versuchsergebnis zum Anfahrdruck¹²⁰ in die Berechnungsformel integriert. So wird als Größe für die Reaktionszeit der Unterschied zwischen dem Beschleunigungsverlauf und einem Anstieg von 16 m/s^3 verwendet. Damit kann der Fahrleistungseindruck sowohl absolut als auch relativ gegenüber einem noch „bedingt annehmbaren“ Komforteindruck aufgezeigt werden.

5.2.3 Maximalbeschleunigung

Als weitere Einflussgröße wird der subjektive Fahrleistungseindruck in Abhängigkeit von der erreichten Maximalbeschleunigung untersucht. Dazu sind im Rahmen der Probandenversuche die in der Abb. 5.28 dargestellten Beschleunigungsvorgänge vorgesehen.

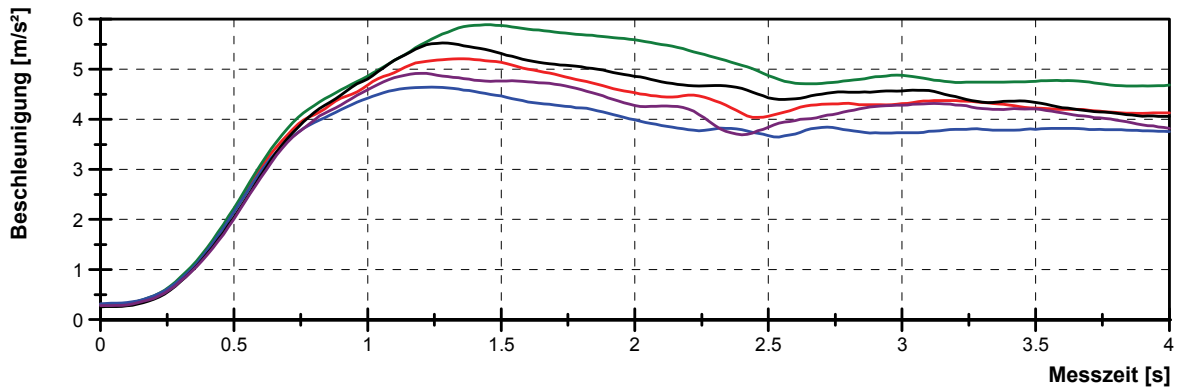


Abb. 5.28: Verläufe für die Untersuchung der Maximalbeschleunigung

Bei den Verläufen bleiben die Ansprechzeit, der Beschleunigungsanstieg sowie der Beschleunigungsabfall unverändert, sodass die Bewertungsunterschiede ausschließlich auf die verschiedenen Maximalbeschleunigungen zurückzuführen sind. Da die Beschleunigung jedoch unter anderem von der Motorleistung abhängig ist und infolge dessen große Spreizungen bei den Werten auftreten können, gestaltet sich die Definition eines geeigneten Beschreibungsmerkmals bezüglich der Maximalbeschleunigung entsprechend schwierig. Aus diesem Grund werden ausschließlich die Beschleunigungsdifferenzen gegenüber dem Referenzverlauf für die Auswertung verwendet. Damit ist eine vom Beschleunigungsniveau unabhängige Bewertung möglich, jedoch nur innerhalb eines bestimmten Bereichs. So zeigt sich aus den Probandenbeurteilungen, dass bereits ab einer Beschleunigungsdifferenz von $0,8 \text{ m/s}^2$ der empfundene Fahrleistungsunterschied mit „mehr als deutlich“ bewertet wird. Dementsprechend sind nur Beschleunigungsdifferenzen innerhalb dieses Bereichs vergleichbar und es können nur diese zur Analyse herangezogen

¹²⁰ Siehe dazu auch Kapitel 5.1.1.

werden. Durch einen Vergleich der Anfahrvorgänge mit den in Notenform wiedergegebenen Fahrleistungseindrücken ergibt sich der in der Abb. 5.29 dargestellte Zusammenhang. Zwischen den Bewertungsnoten und der Maximalbeschleunigungsdifferenz kann hierbei ein linearer Zusammenhang ermittelt werden, was die Eignung des Beschreibungsmerkmals verdeutlicht und sich auch in dem Bestimmtheitsmaß von 0,99 widerspiegelt.

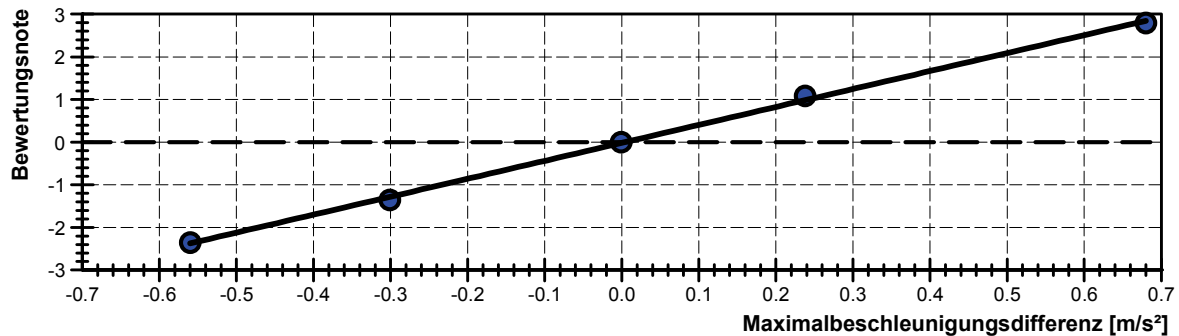


Abb. 5.29: Regressionsergebnis für die Maximalbeschleunigung

Um einen eventuellen Einfluss der Fahrleistungsbewertung vom Beschleunigungsniveau zu berücksichtigen, werden auch die Ergebnisse aus den Untersuchungen zur Spürbarkeitsbewertung bei der Auswertung beachtet.¹²¹ Bei diesem Versuch wurde das subjektive Empfinden bei kleinsten Beschleunigungswerten bestimmt und dabei mit dem gleichen Maßstab bewertet. Da der ermittelte Zusammenhang nahezu dem der bei einer Beschleunigung von 4,5 m/s² bis 5,8 m/s² durchgeführten Untersuchung entspricht, ist davon auszugehen, dass keine Abhängigkeit vom Beschleunigungsniveau besteht. Somit hat beispielsweise eine um 0,3 m/s² erhöhte Maximalbeschleunigung bei 2 m/s² die gleiche Wirkung wie bei 5 m/s².

5.2.4 Beschleunigungsabfall

Als letzte Einflussgröße wird der Beschleunigungsabfall nach der Maximalbeschleunigung untersucht. Dieser ist vor allem bei Automatikfahrzeugen spürbar und resultiert zumeist aus der Drehmomentenüberhöhung des Wandlers. Zur Bewertung der Größe sind drei Anfahrvorgänge vorgesehen. Wie auch in der Abb. 5.30 zu erkennen ist, bleiben die zuvor beschriebenen Kriterien unverändert, sodass ausschließlich der Verlauf nach der Maximalbeschleunigung einen Einfluss auf die Beurteilungen haben kann. Um diesen bewerten zu können, muss zuerst eine geeignete Beschreibungsgröße definiert werden. Diesbezüglich werden mehrere Kriterien auf ihre Eignung hin überprüft. Wie sich dabei zeigt, weist der durchschnittliche Gradient für den Rückgang der Beschleunigung zwar einen signifikanten Einfluss auf, ist jedoch als alleinige Beschreibungsgröße ungeeignet, da

¹²¹ Siehe dazu auch Kapitel 5.2.1.

auch dessen zeitliche Relevanz beachtet werden muss. So hat beispielsweise ein kurz andauernder Beschleunigungsabfall, aufgrund einer späten Maximalbeschleunigung, einen geringeren Einfluss auf den subjektiven Fahrleistungseindruck, als wenn die Beschleunigung mit gleichem Gradienten über eine längere Zeit abnehmen würde.

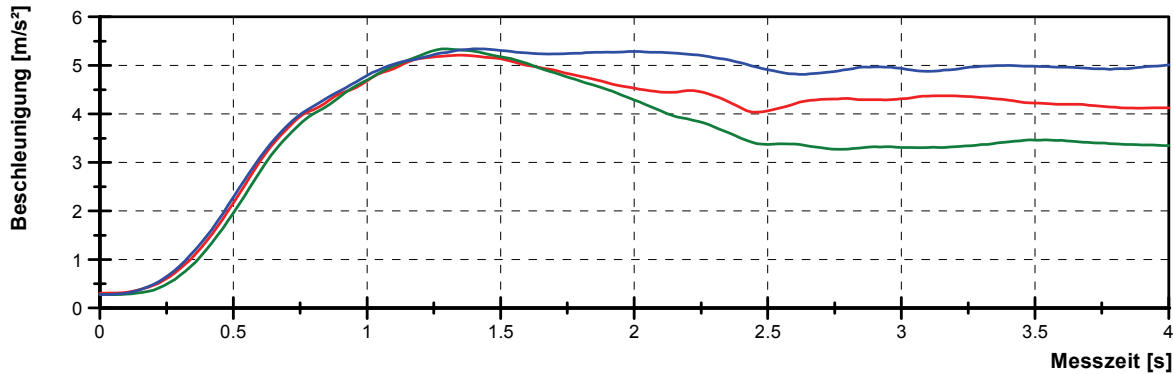


Abb. 5.30: Verläufe für die Untersuchung des Beschleunigungsabfalls

Mit dieser Erkenntnis wird der entstehende Geschwindigkeitsunterschied gegenüber einem Verlauf mit konstanter Maximalbeschleunigung als relevantes Beschreibungsmerkmal definiert. Da die Größe eine Begrenzung bezüglich der Auswertezeit bedingt, müssen weitere Betrachtungen durchgeführt werden. Dazu wird als Startpunkt für die Berechnung der erste Zeitpunkt ab dem die Beschleunigung $0,3 \text{ m/s}^2$ unter dem Maximalwert aufweist festgelegt. Folglich geht die Dauer der Maximalbeschleunigung in die Berechnung mit ein, wodurch das Beschreibungsmerkmal unter anderem positiv durch einen lang anhaltenden Maximalwert beeinflusst wird. Für die Festlegung der notwendigen Endzeit werden verschiedene Intervalle betrachtet, wobei als Referenzgröße die Ansprechzeit dient. Damit zeigt sich, dass ab einer Auswertezeit von 3 s ein sehr guter Erklärungsgehalt entsteht. Mit dem so festgelegten Intervall kann anschließend der Gradient bestimmt und daraus der Geschwindigkeitsverlust berechnet werden. In der Abb. 5.31 ist das Ergebnis dieser Vorgehensweise im Vergleich zu den Probandenbewertungen dargestellt.

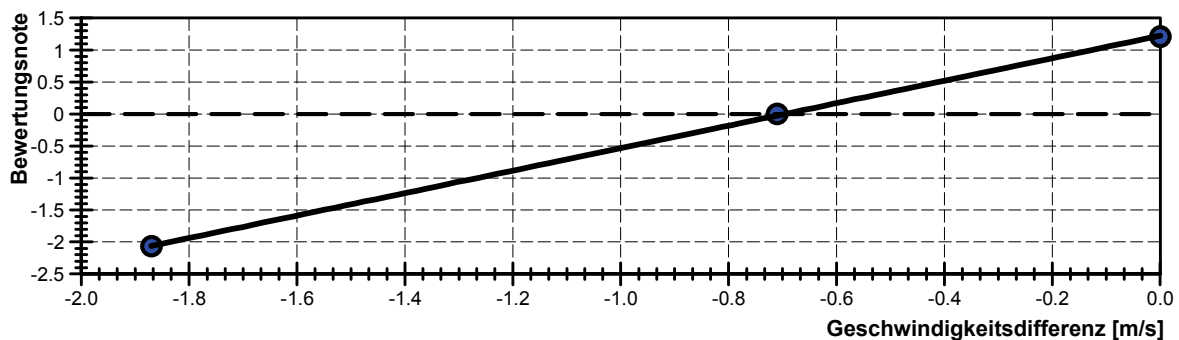


Abb. 5.31: Regressionsergebnis für den Beschleunigungsabfall

Aufgrund des geringen Stichprobenumfangs müssten jedoch für eine genaue Spezifizierung des Beschreibungsmerkmals noch weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Dabei wäre besonders die Wirkung des Beschleunigungsabfalls bei

verschiedenartigen Beschleunigungsniveaus und unterschiedlichen Maximalbeschleunigungszeiten von Interesse. Aus zeitlichen Gründen konnten hierzu jedoch keine weiteren Probandenversuche durchgeführt werden. Deshalb wird der aufgezeigte Ansatz als bislang beste Näherungslösung betrachtet und für die weitere Fahrzeugbeurteilung verwendet.

5.2.5 Gesamtergebnis

Bei den in den Abschnitten 5.2.1 bis 5.2.4 beschriebenen Auswertungen wird jeweils eine Verlaufsgröße variiert, um damit das signifikante Beschreibungsmerkmal zu bestimmen. Somit ist beispielsweise erkennbar, dass für die Beurteilung des Beschleunigungsaufbaus sowohl die Reaktionszeit als auch die Beschleunigungsdifferenz beachtet werden muss. Um mit den festgelegten Beschreibungsmerkmalen eine Gesamtbewertung durchführen zu können, soll eine weitere Analyse erfolgen. Dafür sind im Untersuchungsumfang neben den bereits ausgewerteten Beschleunigungsverläufen zusätzliche Volllastanfahrvorgänge vorgesehen, bei denen gleichzeitig mehrere Beschreibungsgrößen, wie zum Beispiel der Beschleunigungsanstieg und die Maximalbeschleunigung, gegenüber dem Referenzverlauf variiert werden. Mittels einer multiplen Regressionsanalyse können damit die in der Abb. 5.32 dargestellten Zusammenhänge als Untersuchungsergebnis berechnet werden.

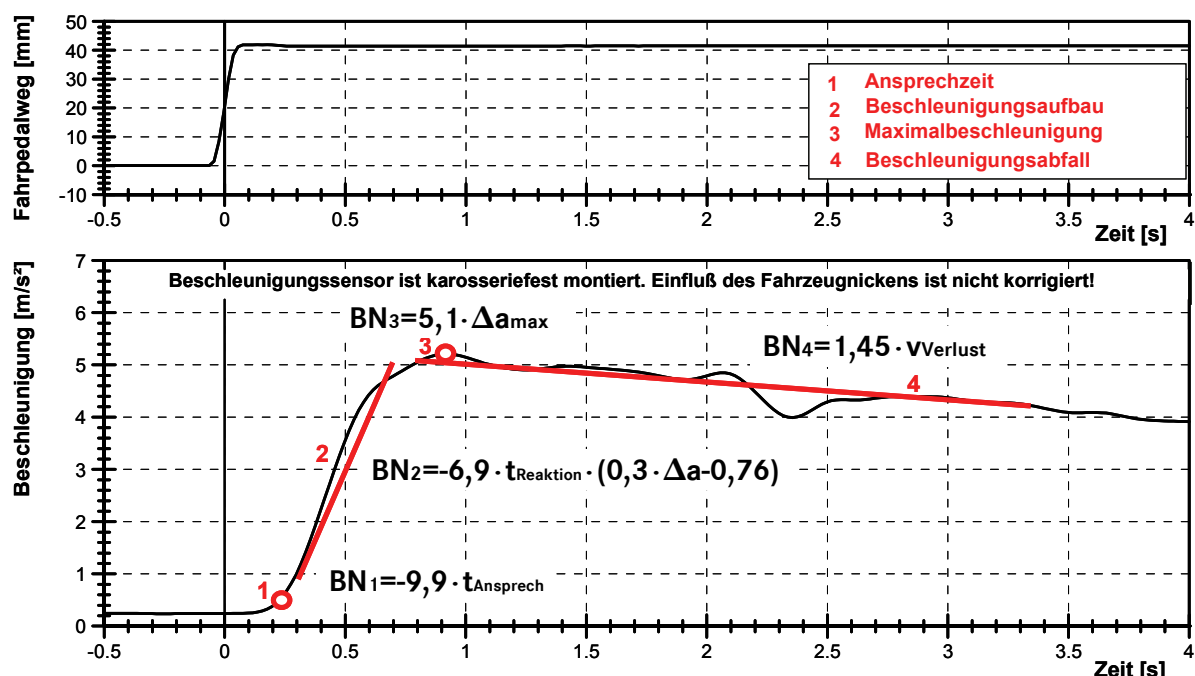


Abb. 5.32: Ergebnis der multiplen Regressionsanalyse für die signifikanten Beschreibungsgrößen

Die berechneten Koeffizienten der verschiedenen Gleichungen in der Abb. 5.32 stellen das Endergebnis der Auswertung dar und beinhalten sowohl den Einfluss der einzelnen Beschreibungskriterien als auch deren Wechselwirkung zueinander. Demnach verschlechtert sich der subjektive Fahrleistungseindruck bei einer um 0,1 s

verspäteten Fahrzeugreaktion um durchschnittlich 1 Note. Ein mit „spürbar“ bewerteter Agilitätsunterschied wäre somit bei einer Differenz von ca. 0,2 s zu erwarten. Des Weiteren sollten für einen verbesserten Agilitätseindruck vor allem geringe Reaktionszeiten durch einen entsprechend hohen Beschleunigungsanstieg erreicht werden. Außerdem zeigt sich, dass der Anstieg mit zunehmender Beschleunigungsdifferenz stärker gewichtet wird. Während somit eine Anhebung des durchschnittlichen Gradienten von 5 m/s^3 auf 8 m/s^3 bei einer Maximalbeschleunigung von 4 m/s^2 einen tendenziellen Vorteil ergibt, wird bei 5 m/s^2 bereits ein deutlich besserer Anfahrvorgang erreicht. Folglich haben die Anstiege vor allem bei hohen Maximalbeschleunigungen einen starken Einfluss auf den Agilitätseindruck. Zudem ist erkennbar, dass sich bei einem Beschleunigungsunterschied von $0,2 \text{ m/s}^2$ oder bei einem Geschwindigkeitsverlust von $0,7 \text{ m/s}$ der Fahrleistungseindruck um 1 Note verändert. Insgesamt kann für das aufgestellte Regressionsmodell ein korrigiertes Bestimmtheitsmaß von 0,96 berechnet werden.

Um auch die Anwendung der Versuchsergebnisse zu verdeutlichen, wird im Folgenden ein Vergleich zwischen dem Volllastanfahrverhalten zweier Fahrzeuge durchgeführt. Hierfür werden beide Fahrzeuge aus dem Stand mittels einer sprunghaften Volllastfahrpedalzustellung beschleunigt und die Fahrzeugreaktionen in Form der Längsbeschleunigung aufgezeichnet. In der Abb. 5.33 sind die gemessenen Beschleunigungsverläufe dargestellt.

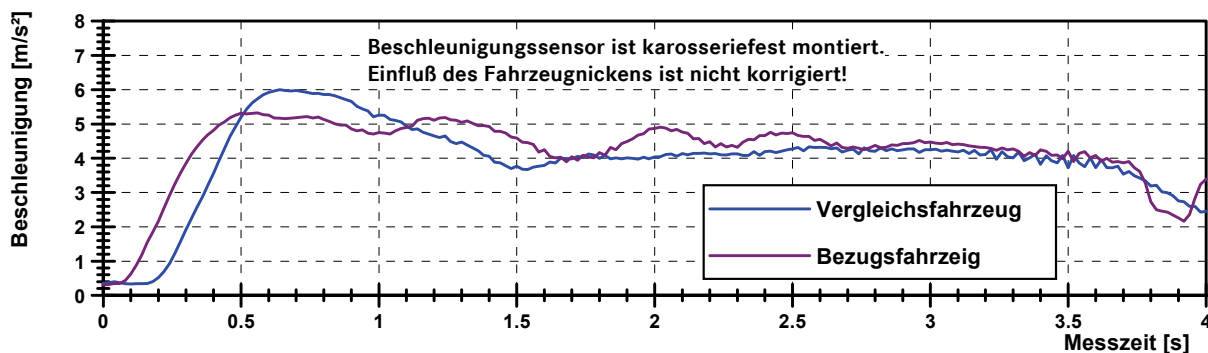


Abb. 5.33: Beispielhafter Fahrzeugvergleich hinsichtlich des subjektiven Agilitätseindrucks

Ausgehend von den Beschleunigungsverläufen kann der subjektive Agilitätseindruck aufgezeigt werden. Hierfür erfolgt ein direkter Vergleich zwischen den beiden Fahrzeugen. Anhand der zuvor untersuchten Verlaufskriterien kann damit sowohl der sich ergebende Gesamteindruck berechnet als auch der Agilitätsunterschied für die Einzelkriterien angegeben werden. In der Abb. 5.34 ist diesbezüglich eine mögliche Ergebnisgrafik dargestellt. Demnach würde sich beim Vergleichsfahrzeug, trotz einer deutlich höheren Maximalbeschleunigung, insgesamt ein tendenziell schlechterer Agilitätseindruck ergeben. Dieser resultiert vor allem aus dem etwas späteren Ansprechen sowie dem deutlich spürbaren Beschleunigungsabfall.

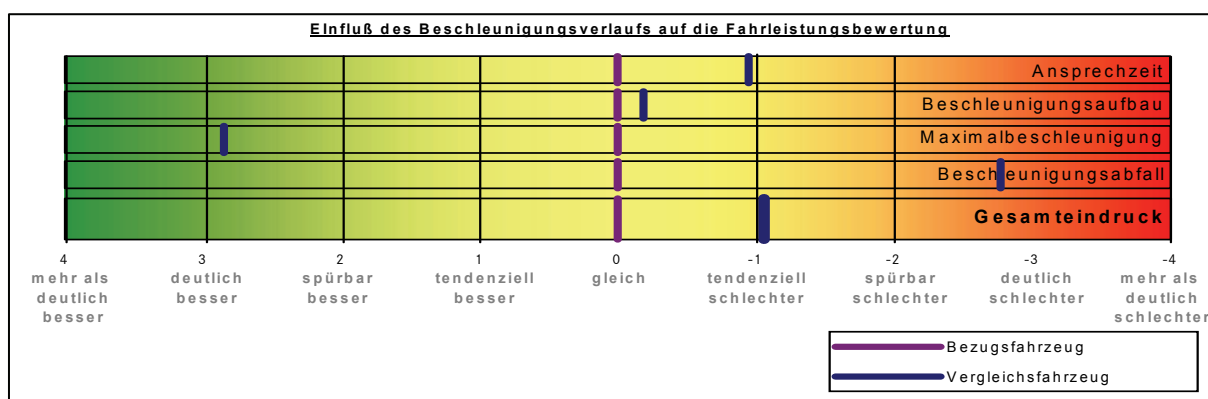


Abb. 5.34: Gesamtergebnisdarstellung für den subjektiven Agilitätseindruck

Für einen universellen Einsatz der vorgestellten Bewertungsmethode sind jedoch neben den aufgezeigten Korrelationsgleichungen und der bereits erstellten Ergebnisdarstellung auch noch weitere Randbedingungen zu beachten. So ist im Gegensatz zu Automatikgetriebefahrzeugen, bei denen der Volllastanfahrvorgang durch eine sprunghafte Fahrpedalzustellung vollständig festgelegt werden kann, bei Schaltgetriebefahrzeugen das Beschleunigungsverhalten stark von der Kupplungspedalzustellung abhängig. Damit hat der Fahrer einen direkten Einfluss auf das Anfahrverhalten, wodurch je nach Kupplungszustellung sowohl schnelle als auch hohe Beschleunigungsreaktionen möglich sind. Da aus diesem Grund bis heute keine allgemeingültige Methode zur Bewertung des Volllastanfahrverhaltens von Schaltgetriebefahrzeugen zur Verfügung steht, soll im Folgenden ein entsprechendes Messverfahren entwickelt werden.

5.3 Messverfahren für Schaltgetriebefahrzeuge

Für eine reproduzierbare sowie vergleichbare Bewertungsmethode von Schaltgetriebefahrzeugen wurde bei der Daimler AG bereits ein entsprechender Probandenversuch durchgeführt.¹²² Bei diesem sollten 6 Normalfahrer mit unterschiedlichen Fahrzeugen mehrere Volllastanfahrvorgänge absolvieren, um so vor allem die charakteristischen Zusammenhänge einer kundennahen Pedalzustellung bestimmen zu können. Anhand der Messauswertungen zeigte sich jedoch, dass teilweise deutliche Unterschiede zwischen den Anfahrvorgängen der verschiedenen Probanden auftraten, was sich unter anderem in den differierenden Maximaldrehzahlen oder den Zustellgeschwindigkeiten für das Kupplungspedal widerspiegelte. Des Weiteren war bei den Versuchen erkennbar, dass der Fahrer seine Anfahrmethode den jeweiligen Fahrzeugeigenschaften anpasst. So variierten zum Beispiel die Zeiten zwischen Fahr- und Kupplungspedalbetätigung bei einem Probanden je nach Fahrzeug zwischen -0,2 s und 0,47 s und die Zustell-

¹²² Vgl. Simon (2004).

geschwindigkeiten der Kupplung zwischen 13,5 cm/s und 23,3 cm/s. Für den eigentlichen Ablauf der Pedalzustellung konnten hingegen die bereits beim Teillastanfahren bestimmten Zusammenhänge zwischen der Motordrehzahl und der Kupplungsbetätigung nachgewiesen werden. So wird auch beim Volllastanfahren die Kupplung nur solange zugestellt, bis die Motordrehzahl nicht weiter ansteigt. Folglich kann die Anpassung an das jeweilige Fahrzeug ausschließlich über die Zustellgeschwindigkeit, den Zustellungswert oder die Startzeit der Kupplungsbetätigung erfolgen. Da sich damit jedoch noch immer ein entsprechend großer Versuchsumfang ergeben würde und zudem die Kupplung durch das Manöver relativ stark beansprucht wird, gestaltet sich eine rein versuchsseitige Bestimmung der optimalen Kupplungszustellung als schwierig. Deshalb ist ein Verfahren erforderlich, welches eine genaue Fahrzeugbewertung ermöglicht, jedoch den Umfang der Messungen auf ein akzeptables Niveau begrenzt. Zur Realisierung dieser Forderung soll mittels einer vorab durchgeführten Fahrzeugsimulation der Parameterraum für die möglichen Kupplungszustellungen bereits deutlich eingeschränkt werden. Dafür wird das im Kapitel 6 entwickelte Matlab/Simulink-Modell verwendet, welches auf die im Kapitel 2.1 vorgestellten Grundlagen aufbaut und das Volllastanfahrverhalten von einem Schaltgetriebefahrzeug mit konventioneller Reibkupplung beschreibt. Um damit die Beschleunigungsreaktionen auf unterschiedliche Kupplungszustellungen berechnen zu können, wird das Modell an das jeweilige Versuchsfahrzeug angepasst. Dazu werden unter anderem die bekannten physikalischen Gegebenheiten beziehungsweise die einfach zu bestimmenden Parameter, wie Getriebeübersetzung oder das Fahrzeuggewicht, beachtet. Für eine möglichst exakte Aussage müssen jedoch noch weitere fahrzeugcharakteristische Größen, wie das instationäre Ansprechverhalten des Motors oder die Kupplungscharakteristik, berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wird das Modell mittels Kennlinien- und Parameteridentifikation an bereits durchgeführte Messungen angepasst und mit Hilfe von zusätzlichen Messungen validiert. Als Ergebnis können dann die jeweiligen Fahrzeugreaktionen auf alle möglichen Kupplungspedalzustellungen berechnet werden. Für eine systematische Untersuchung erfolgt dazu eine Untergliederung des Kupplungspedalwegs in verschiedene lineare Zustellungsbereiche. Die Abb. 5.35 verdeutlicht diese Vorgehensweise.

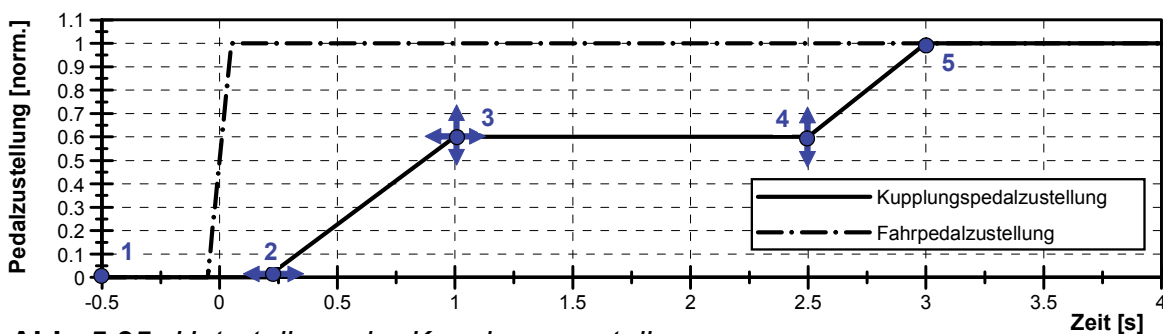


Abb. 5.35: Unterteilung der Kupplungszustellung

Die jeweiligen Start- und Endpunkte für die einzelnen linearen Bereiche werden in der Simulation systematisch variiert und als Bezugsgröße die sich ergebende Zeit für eine Wegstrecke von 10 m berechnet. Diese wird jedoch nur beachtet, wenn der Anfahrvorgang dem eines Normalfahrers entspricht. Hierfür sind verschiedene Randbedingungen, wie beispielsweise die maximale Zustellgeschwindigkeit oder Grenzen für den Drehzahlverlauf, vorgesehen. Mit diesen Festlegungen für einen kundennahen Anfahrvorgang kann anschließend die optimale Zustellung ermittelt werden. Die Abb. 5.36 zeigt die entsprechende Ergebnisgrafik der Simulation. In dieser sind in Abhängigkeit vom Zustellungswert der Kupplung und dem dafür relevanten Zeitpunkt die sich ergebenden Zeitvorteile für den 10 m Kennwert gegenüber einer Zeit von 3 s aufgetragen. Der Zustellungsbeginn ist der Grafik aus Gründen der Darstellbarkeit nicht zu entnehmen.

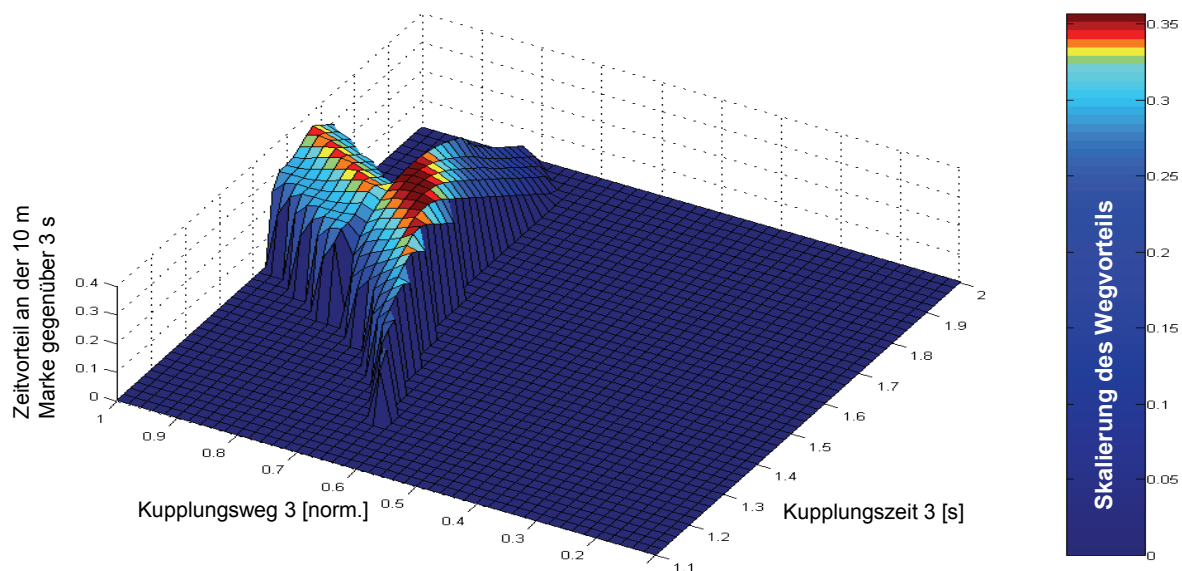


Abb. 5.36: Optimierungsergebnis für die Volllastkupplungspedalzustellung

Wie aus der Abb. zu erkennen ist, kann ausschließlich in einem bestimmten Bereich mit Volllast angefahren werden, da nur mit dieser Kupplungszustellung die Motordrehzahl auf einem akzeptablen Niveau gehalten wird. Bei einer zu schnellen, zu langsamen, zu geringen oder zu starken Zustellung kommt es hingegen entweder zum Abwürgen des Motors oder zum Erreichen der Motordrehzahlgrenze, was ebenfalls keinem kundennahen Anfahrvorgang entspricht und deshalb unberücksichtigt bleibt. Für den Bereich der möglichen Anfahrzustellungen können jedoch die optimale Kupplungszustellung sowie die sich daraus ergebenden Verläufe für die Motordrehzahl und die Beschleunigung bezüglich des verwendeten Bewertungskriteriums ermittelt werden.

Um das Ergebnis auch messtechnisch nachweisen zu können, kommt wiederum der im Kapitel 4.2.6 vorgestellte Fahrroboter zum Einsatz. Mit diesem können die simulierten Pedalzustellungen in dem Fahrzeug einfach umgesetzt und die ent-

sprechende Fahrzeugreaktion aufgezeichnet werden. Da während der Vermessung geringe Änderungen der Kupplungseigenschaften auftreten können, ist teilweise eine Anpassung der Zustellung notwendig. Als Führungsgröße dient dabei die Motordrehzahl, die den optimalen Drehmomentenverlauf repräsentiert. Die Abb. 5.37 zeigt einen entsprechenden Vergleich zwischen der Simulation und der Messung.

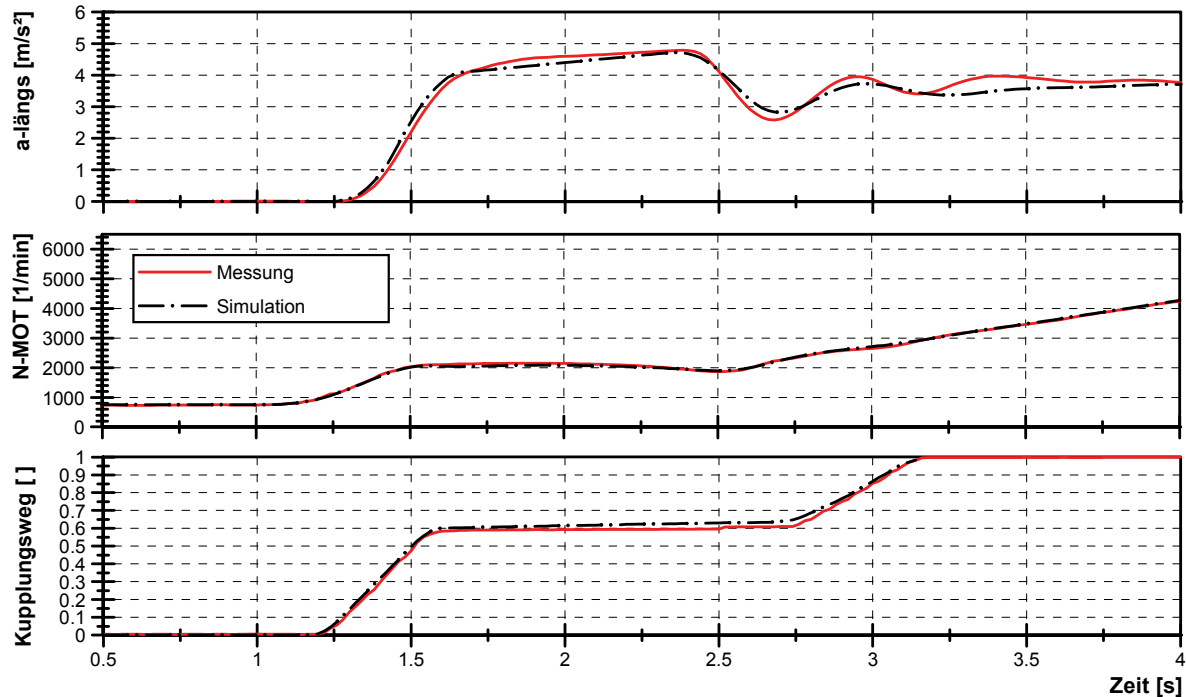


Abb. 5.37: Vergleich der Messung mit dem Simulationsergebnis

Wie dem Vergleich zu entnehmen ist, können die simulierten Beschleunigungs- und Drehzahlverläufe in dem Fahrzeug nachgewiesen werden. Somit sind anschließend wiederum Vergleiche zwischen verschiedenen Fahrzeugen möglich. Die Abb. 5.38 zeigt beispielhaft eine solche Gegenüberstellung.

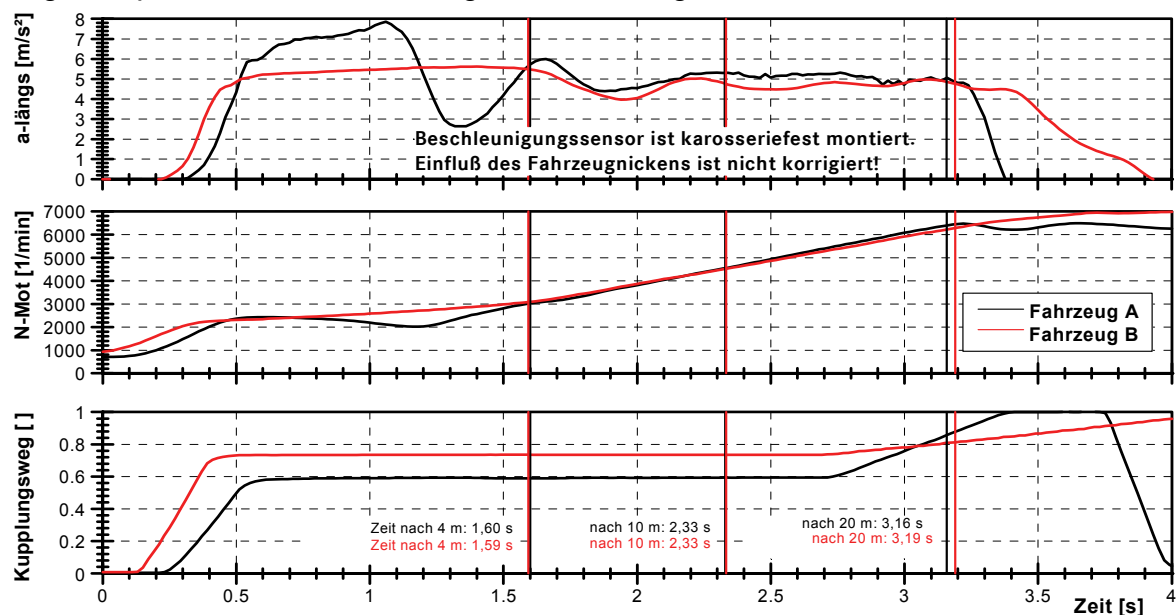


Abb. 5.38: Vergleich von gemessenen Volllastanfahrvorgängen mit verschiedenen Fahrzeugen

Wie aus der Abb. zu erkennen ist, können sich vollkommen unterschiedliche Beschleunigungsverläufe als Optimum ergeben, was vor allem auf die verschiedenen fahrzeugspezifischen Einflussgrößen zurückzuführen ist. So erhöht beispielsweise das Fahrzeug B nach der Fahrpedalzustellung deutlich schneller die Motordrehzahl. Durch den schnelleren Drehzahlanstieg kann insgesamt früher mit der Kupplungszustellung und damit auch mit dem Aufbau der Fahrzeugbeschleunigung begonnen werden. Als Folge des früheren Beschleunigungsaufbaus und dem daraus resultierenden Geschwindigkeitsvorteil erreicht das Fahrzeug B eine geringfügig bessere 4 m Zeit. Das Fahrzeug A erzielt jedoch nach 0,5 s eine größere Beschleunigung und reduziert damit den Geschwindigkeitsnachteil, sodass beide Fahrzeuge an der 10 m Marke gleich auf sind. Nachdem der Einkuppelvorgang vollständig abgeschlossen ist, erzielt das Fahrzeug A durchweg die etwas größere Beschleunigung und kann damit nach 20 m auf einen Wegvorsprung von ca. 40 cm verweisen. Um auch den subjektiven Eindruck aufzuzeigen, sind in der Abb. 5.39 die berechneten Ergebnisse für die in der Abb. 5.32 vorgestellten Korrelationsgleichungen dargestellt.¹²³

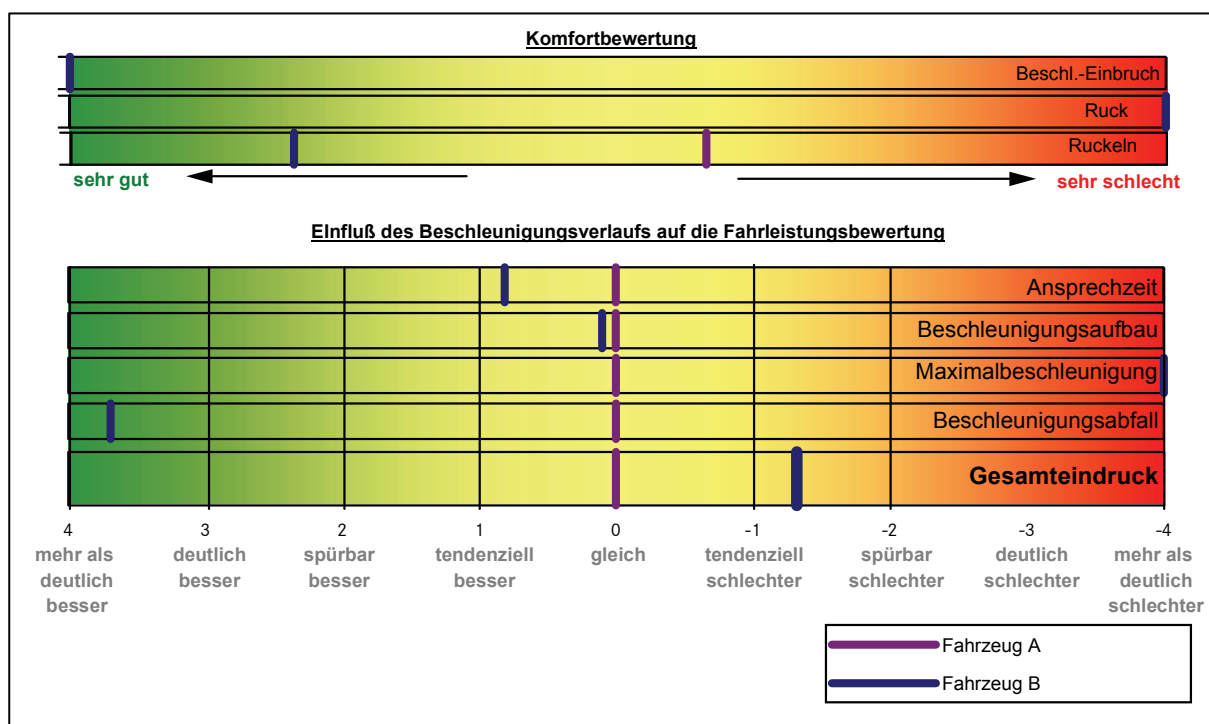


Abb. 5.39: Ergebnisdarstellung der gemessenen Vollastanfahrvorgänge

Gemäß der Grafik hinterlässt das Fahrzeug B auch bei diesem Bewertungsverfahren den etwas schlechteren Agilitätseindruck, was vor allem auf die deutlich geringere Maximalbeschleunigung zurückzuführen ist. Zudem zeigt sich, dass das Fahrzeug A beim Einkuppeln eine deutlich größere Ruckelschwingung aufweist, was unter anderem den Komfort negativ beeinflusst. Des Weiteren kann mit Hilfe der

¹²³ Siehe dazu auch Kapitel 5.1 und 5.2.

Korrelationsgleichungen gezeigt werden, dass beide Fahrzeuge zu einer ruckhaften Reaktion neigen. Diese Tatsache resultiert aus der Vorgabe in der Simulation die beste 10 m Zeit zu erreichen, was in diesem Fall mit einer entsprechend schnellen Kupplungszustellung einhergeht. Bei einer Optimierung, welche auch den Komfortanspruch eines Normalfahrers in Form von zusätzlichen Randbedingungen beachtet, würden sich jedoch entsprechend andere Beschleunigungsverläufe ergeben.

6 Analysetool für das Anfahrverhalten

Mit Hilfe der aufgezeigten Messmethoden und den dazugehörigen Beschreibungsgrößen kann der Ist-Zustand im Fahrzeugentwicklungsprozess beurteilt werden. Gezielte Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich eines besseren Anfahrindrucks sind hingegen meist nur mittels begrenzter Erfahrungswerte möglich. Um diesbezüglich genauere Aussagen treffen zu können, wird im Folgenden ein Analysetool für die Fahrzeuglängsdynamik entwickelt, welches auf die im Kapitel 2.1 vorgestellten Grundlagen basiert. Durch dessen Einsatz sollen auftretende Probleme den relevanten Bauteilen zugeordnet und der Einfluss der verschiedenen Komponenten auf das Anfahrverhalten aufgezeigt werden. Hauptgegenstand des Tools sind Simulationsmodelle für die Bewertung des Volllastanfahrverhaltens von Schaltgetriebefahrzeugen. Deshalb soll vor allem die Vorgehensweise für dieses Fahrzeugkonzept im Folgenden näher erläutert werden.

Als Grundlage für das zu entwickelnde Analysetool dient das bereits im Kapitel 5.3 angesprochene Matlab/Simulink-Modell, mit dem das Anfahrverhalten eines Schaltgetriebefahrzeugs mit konventioneller Reibkupplung beschrieben werden kann. Das Gesamtmodell ist modular aufgebaut und wie in der Abb. 6.1 dargestellt über definierte Schnittstellen miteinander verbunden.

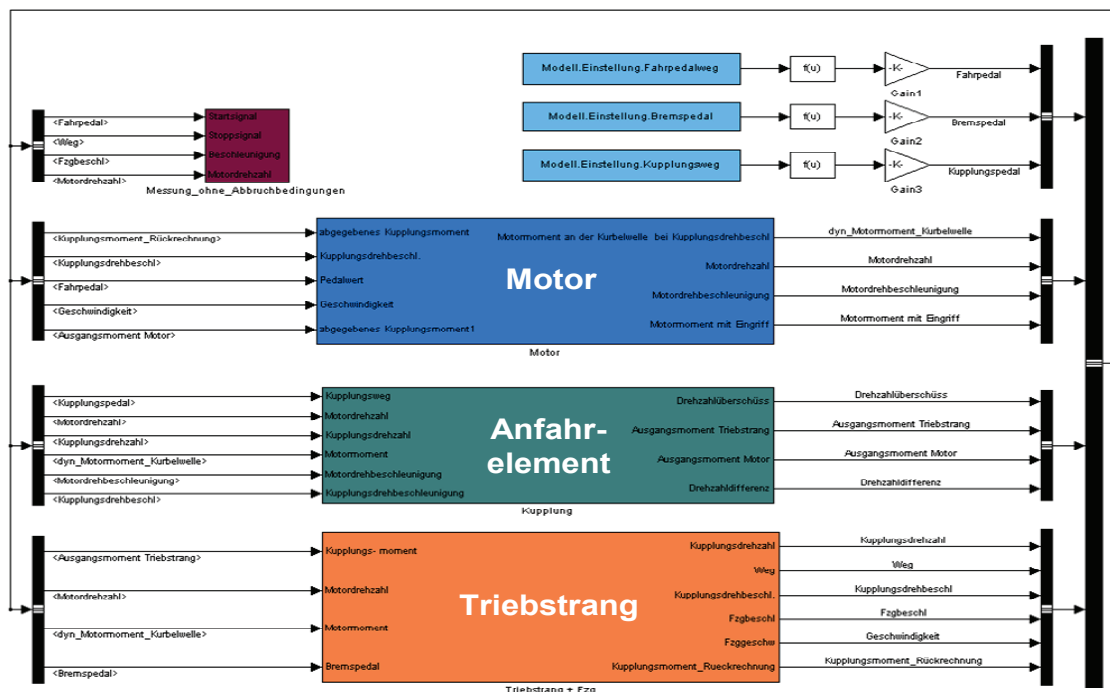


Abb. 6.1: Aufbau des Simulationsmodells

Durch den modularen Aufbau können beispielsweise verschiedene Modelle für den Motor oder das Anfahr-element aufgenommen und die Auswirkung auf das Beschleunigungsverhalten aufgezeigt werden. Hierfür erfolgt eine Beschreibung der

physikalischen Gegebenheiten im Antriebsstrang. Dabei werden, wie auch aus der Abb. 6.2 zu erkennen ist, vor allem die Kräfte beziehungsweise Drehmomente sowie die Drehzahlen für die verschiedenen Antriebsstrangkomponenten berechnet.

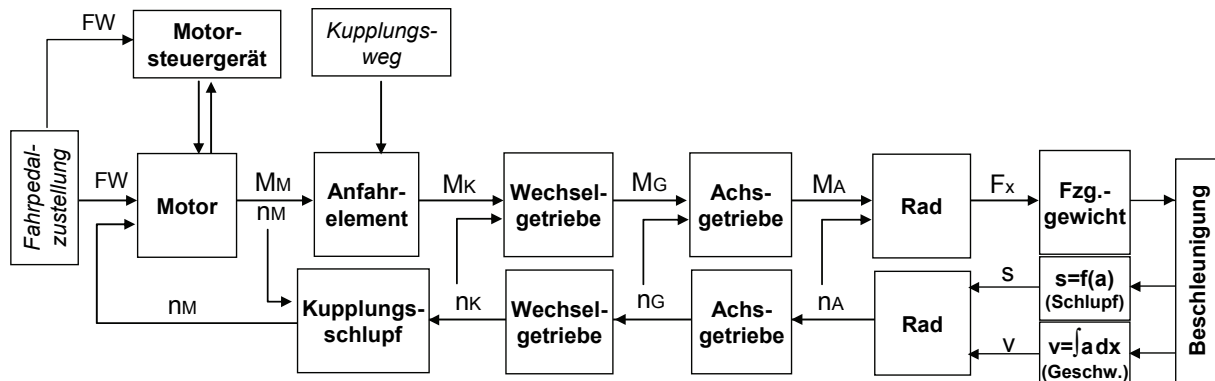


Abb. 6.2: Funktionsstruktur des Simulinkmodells

Unter der Voraussetzung, dass die Verbindungswellen starr und spielfrei sind, kann das Eingangsmoment eines Aggregats durch das Ausgangsmoment des vorgeschalteten Aggregats bestimmt werden. Für die Drehzahlen an der Eingangs- oder Ausgangswelle eines Aggregats ergeben sich analoge Zusammenhänge. Um damit das Anfahrverhalten eines beliebigen Fahrzeugs aufzeigen zu können, müssen zuerst die Getriebe- sowie die Achsübersetzung, die Fahrzeugmasse und der dynamische Radhalbmesser vorgegeben werden. Für die weiteren relevanten Parameter, wie beispielsweise der Wirkungsgrad, der Rollwiderstand oder das reduzierte Ersatzträgheitsmoment des Triebstrangs, sind in dem Modell feste Werte hinterlegt, die auf bisherigen Erfahrungen basieren. Vereinfacht wird zudem auch eine Kennlinie vorgegeben, welche in Abhängigkeit von der Fahrzeugbeschleunigung den Schlupf an den Antriebsrädern beachtet. Damit kann anschließend, wie in der Abb. 6.3 zu erkennen ist, bei gegebenem Getriebeeingangsmoment die Fahrzeugbeschleunigung und daraus wiederum die Getriebeeingangsdrehzahl bestimmt werden.

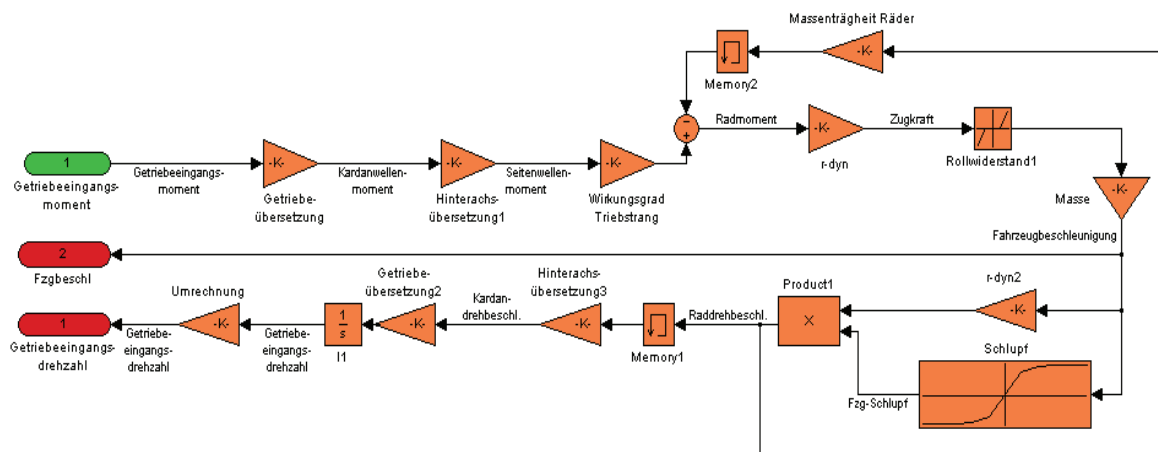


Abb. 6.3: Simulinkmodell für den Triebstrangblock

Für die Berechnung des Getriebeeingangsmoments muss hingegen das Verhalten des Motors und des Anfaherelements in Form von geeigneten Beschreibungsgrößen beachtet werden. Da hierfür kaum verlässliche Daten zur Verfügung stehen, erfolgt eine Identifikation der Größen anhand von Messungen. Dazu werden mit dem Versuchsfahrzeug mehrere definierte Fahrmanöver durchgeführt und anschließend alle relevanten Beschreibungsgrößen anhand der Aufzeichnungen berechnet.

6.1 Berechnungsgrundlagen

Bei Fahrzeugen mit konventioneller Reibkupplung muss für die Beschreibung des Anfahrverhaltens unter anderem das in Abhängigkeit von der Fahrpedalzustellung erzeugte Motormoment identifiziert werden. Gemäß der Gleichung (6.1), welche sich aus Gleichung (2.17) ergibt, berechnet sich dieses aus dem Kupplungsmoment sowie dem Massenträgheitsmoment in Verbindung mit der Winkelbeschleunigung des Motors:

$$M_M = M_K + J_M \cdot \dot{\omega}_M \quad (6.1)$$

mit: M_M = Motormoment,
 M_K = Kupplungsmoment,
 J_M = Massenträgheitsmoment des Motors,
 $\dot{\omega}_M$ = Winkelbeschleunigung des Motors.

Die Winkelbeschleunigung kann dabei direkt aus dem gemessenen Motordrehzahlverlauf eines Anfahrvorgangs bestimmt werden. Das Kupplungsmoment ist hingegen mittels einer Rückrechnung des in der Abb. 6.3 dargestellten Zusammenhangs aus der nickfreien Fahrzeugbeschleunigung sowie der Drehbeschleunigung der Antriebsräder bestimmbar. Mathematisch ergibt sich hierfür der folgende Zusammenhang:

$$M_K = \frac{m \cdot r_{\text{dyn}} \cdot (a + f \cdot g) + \dot{\omega}_{\text{Rangetr.}} \cdot J_{\text{T,red}}}{i_A \cdot i_G \cdot \eta_T} \quad (6.2)$$

mit: M_K = Kupplungsmoment,
 $J_{\text{T,red}}$ = Reduziertes Trägheitsmoment des Triebstrangs,
 $\dot{\omega}_{\text{Rangetr.}}$ = Winkelbeschleunigung der Antriebsräder,
 m = Fahrzeugmasse,
 f = Rollwiderstandsbeiwert,
 a = Längsbeschleunigung,
 g = Erdbeschleunigung,
 i_A = Achsübersetzung,
 i_G = Getriebeübersetzung,
 η_T = Triebstrangwirkungsgrad.

Gemäß Gleichung (6.1) muss als letzte Einflussgröße auch das Motorträgheitsmoment, welches in dieser Arbeit alle direkt mit der Kurbelwelle verbundenen Teile umfasst, bekannt sein. Um das Trägheitsmoment zu bestimmen, kommt vorab ein definiertes Messmanöver zum Einsatz. Hierfür wird aus einer rollenden Bewegung im dritten Gang zügig eingekuppelt und dabei die Motordrehzahl deutlich angehoben. Die Abb. 6.4 verdeutlicht diese Vorgehensweise.

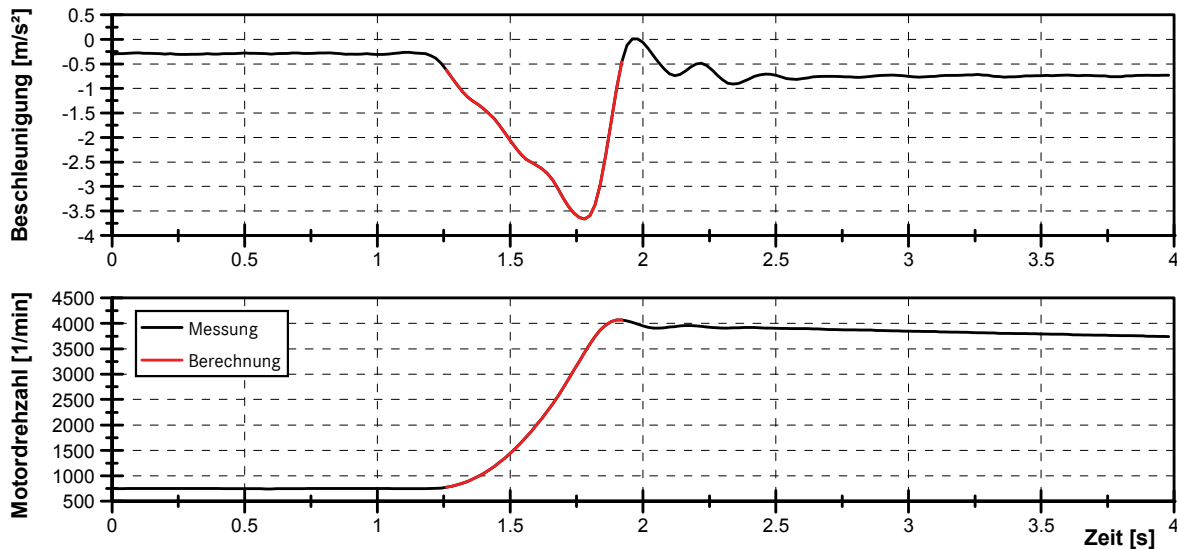


Abb. 6.4: Verläufe für die Identifikation des Massenträgheitsmoments

Aus der Fahrzeugverzögerung sowie dem Motordrehzahlverlauf während der Einkuppelphase kann anschließend näherungsweise das Massenträgheitsmoment des Motors berechnet werden. Dieses ist für den negativen Beschleunigungsanteil verantwortlich und ergibt sich gemäß Gleichung (6.1) aus der Winkelbeschleunigung, dem Kupplungs- und dem Motormoment. Die Winkelbeschleunigung kann dabei wiederum direkt aus dem gemessenen Drehzahlverlauf und das Kupplungsmoment aus der Fahrzeugbeschleunigung bestimmt werden. Bei der gemessenen Fahrzeugbeschleunigung ist jedoch zu beachten, dass die vorhandenen Verluste, wie beispielsweise der Triebstrangwirkungsgrad, den absoluten Beschleunigungswert erhöhen und damit die Gleichung (6.2) auf dieses Manöver nicht anwendbar ist. Zudem sind noch zusätzliche Verlustanteile, wie beispielsweise der Luftwiderstand, vorhanden, welche ebenfalls für die Berechnung von Relevanz sind. Um die Gesamtverluste und gleichzeitig auch das Motormoment näherungsweise zu ermitteln, wird eine zusätzliche Messung bei der gleichen Fahrzeuggeschwindigkeit und im eingekuppelten Zustand durchgeführt. Damit kann anschließend der Beschleunigungsanteil identifiziert werden, der auf die Fahrwiderstände, das Schleppmoment des Motors sowie die lastunabhängigen Triebstrangverluste zurückzuführen ist. Mit denen bei dem Einkuppelvorgang gemessenen Beschleunigungs- und Drehzahlverläufen sowie dem Beschleunigungsanteil für den eingekuppelten

Zustand ist dann das Massenträgheitsmoment wie folgt bestimmbar:

$$J_M = \frac{m \cdot r_{\text{dyn}} \cdot (a_{\text{einkuppe In}} - a_{\text{eingekuppelt}}) - \dot{\omega}_{\text{Rangetr.,einkuppe In}} \cdot J_{\text{Tr,red}}}{i_G \cdot i_A \cdot \dot{\omega}_M} \quad (6.3)$$

mit: J_M	=	Massenträgheitsmoment des Motors,
$\dot{\omega}_M$	=	Winkelbeschleunigung,
m	=	Fahrzeugmasse,
a	=	Längsbeschleunigung,
$J_{\text{Tr,red}}$	=	Reduziertes Trägheitsmoment des Triebstrangs,
$\dot{\omega}_{\text{Rangetr.}}$	=	Winkelbeschleunigung der Antriebsräder,
$J_{\text{Tr,red}}$	=	Reduziertes Trägheitsmoment des Triebstrangs,
r_{dyn}	=	Dynamischer Radhalbmesser,
i_A	=	Achsübersetzung,
i_G	=	Getriebeübersetzung,

Mit dem nach Gleichung (6.3) ermittelten Massenträgheitsmoment und den messbaren Beschleunigungs- und Drehzahlverläufen für einen beliebigen Anfahrvorgang kann anschließend gemäß Gleichung (6.1) und Gleichung (6.2) der dazugehörige Motor- beziehungsweise Kupplungsmomentenverlauf berechnet werden. Die Verläufe ermöglichen dann wiederum die Anpassung einzelner Parameter, Kennlinien oder Kennfelder, um so das Anfahrverhalten von verschiedenen Fahrzeugen simulieren zu können. Die hierfür verwendeten Modelle und die Vorgehensweise bei der Parameteridentifikation werden nachfolgend beschrieben.

6.2 Modellierung von Fahrzeugkomponenten

6.2.1 Modellierung des Kupplungssystems

Für die Simulation von Anfahrvorgängen mit einem Schaltgetriebefahrzeug muss unter anderem das Übertragungsverhalten der Kupplung abgebildet werden. In dem Modell ist hierfür ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Einkuppelweg und dem übertragenen Kupplungsmoment vorgesehen. Um diesen an das jeweilige Fahrzeug anzupassen, werden mehrere Anfahrvorgänge mit verschiedenen Kupplungszustellungen durchgeführt. Mit dem nach Gleichung (6.2) berechneten Kupplungsmoment und dem dazugehörigen Kupplungspedalweg kann anschließend das Übertragungsverhalten der Kupplung ermittelt werden. Hierfür wird eine quadratische Funktion zugrunde gelegt, sodass sich der in der Abb. 6.5 dargestellte prinzipielle Zusammenhang ergibt.

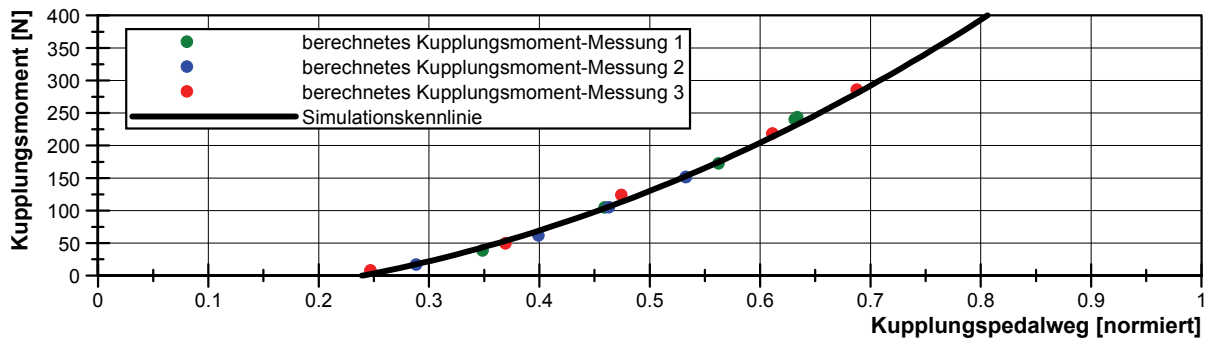


Abb. 6.5: Übertragungsfunktion für die konventionelle Reibkupplung

Da thermische Einflüsse den Reibwert der Kupplungsbeläge und damit das übertragende Kupplungsmoment zusätzlich verändern können, ist jedoch noch eine weitere funktionale Beschreibungsgröße unabdingbar. Dafür wird die Änderung des Kupplungsmoments bei einem konstanten Pedalwert ermittelt und im Modell berücksichtigt. Die Abb. 6.6 zeigt die für die Beschreibung der Kupplungseigenschaften erstellte Funktionsstruktur.

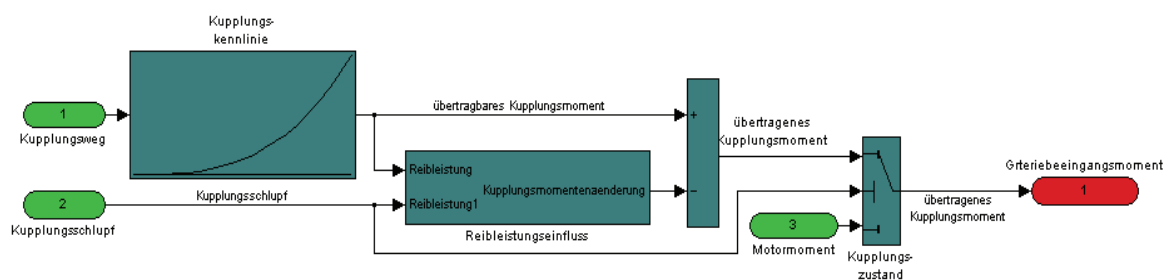


Abb. 6.6: Simulinkmodell für die konventionelle Reibkupplung

6.2.2 Modellierung der Triebstrangdynamik

Um die resultierende Fahrzeugbeschleunigung für beliebige Pedalzustellungen exakt aufzeigen zu können, ist auch eine Berücksichtigung der Triebstrangschwingung für den Einkuppelvorgang unvermeidlich. Diese wird vom Fahrer als unangenehm empfunden und beeinflussen damit den Fahrkomfort negativ. Außerdem kann sich auch das abgegebene Motormoment durch bestimmte im Motorsteuergerät hinterlegte Dämpfungsfunktionen ändern, was sich unter anderem auf die Berechnung von Kenngrößen, wie beispielsweise die 10 m Zeit, auswirkt. Die Dynamik der Längsschwingungen wird durch die Eigenschaften des Triebstrangs, dem Reifenschlupf, die Fahrzeugmasse sowie dem Kupplungszustand festgelegt. Zur Beschreibung kann das in der Abb. 6.7 dargestellte Schwingungsmodell verwendet werden. Darin sind die Kupplungsfeder, die Achswellen und die Reifen als Torsionselemente mit den jeweiligen Federsteifigkeiten berücksichtigt.

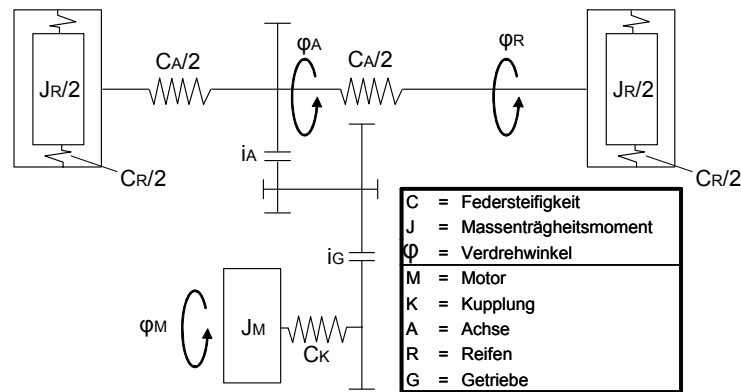


Abb. 6.7: Schwingungsersatzmodell für den Antriebsstrang¹²⁴

Für eine vereinfachte Simulation von Fahrzeuglängsschwingungen kommt in dieser Arbeit jedoch ein reduziertes Schwingungsmodell in Form eines Feder-Dämpfer-Systems zwischen dem Achsgetriebe und den Rädern zum Einsatz. Die Beschreibung erfolgt dabei über die Schwingungsfrequenz sowie die Dämpfung des Triebstrangs, welche aus den gemessenen Beschleunigungsverläufen während des Einkuppelvorgangs zu berechnen sind. Die Abb. 6.8 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

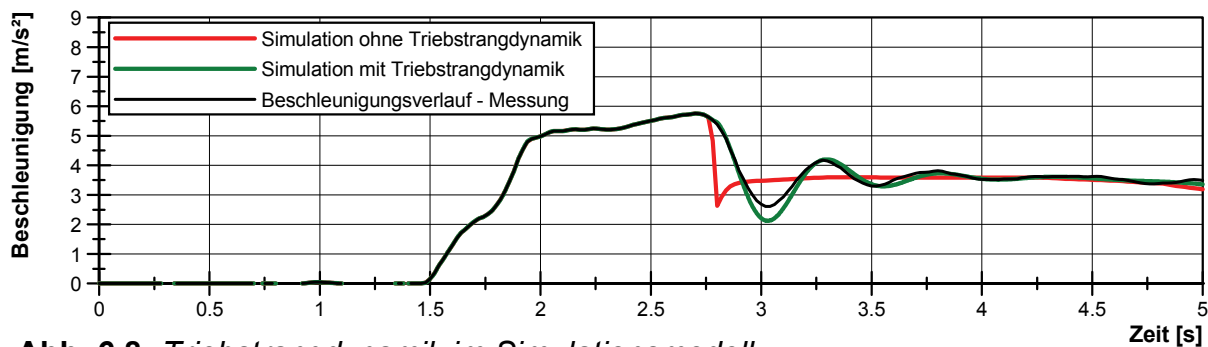


Abb. 6.8: Triebstrangdynamik im Simulationsmodell

6.2.3 Modellierung der Motordynamik für Volllastanfahrvorgänge

Als letzte Größe muss auch das vom Motor abgegebene Moment ermittelt werden. Hierbei ist zu beachten, dass sich insbesondere bei Volllast vollkommen unterschiedliche Charakteristiken für die Leistungsentfaltung ergeben können. Da somit auch kaum Differenzierungen zwischen dem Ansprechverhalten und der Volllastkennlinie möglich sind, muss für die Simulation von Volllastanfahrvorgängen als Grundlage der maximale Motormomentenverlauf im Modell hinterlegt sein. Darauf aufbauend kann anschließend das dynamische Ansprechverhalten des Motors berechnet und in Form einer PT1-Übertragungsfunktion sowie einem Totzeitglied beachtet werden. Bei Fahrzeugen mit aufgeladenen Motoren kann es jedoch insbesondere beim Volllastanfahren dazu kommen, dass der Einsatz einer PT1-

¹²⁴ Vgl. Mitschke (2004), S. 497.

Übertragungsfunktion zur Beschreibung meist nur mäßigen Erfolg bringt.¹²⁵ So weisen beispielsweise Kompressormotoren nach einer geringen Totzeit ein Motormoment auf, das etwa 80 % des Maximalwerts ausmacht. Im weiteren Verlauf steigt dann das Motormoment häufig linear auf 100 % an, jedoch mit einem deutlich langsameren Gradienten. Um ein solches Verhalten in der Simulation beschreiben zu können, stehen deshalb neben der PT1-Übertragungsfunktion auch zwei weitere Beschreibungsmöglichkeiten für Volllastanfahrvorgänge zur Verfügung. Hierbei muss jedoch zwischen einem Motor mit und ohne Abgasturboaufladung unterschieden werden.

a) Modellierung einer Motordynamik ohne ATL-Aufladung

Bei Fahrzeugen ohne ATL-Aufladung wird die für die Verbrennung notwendige Luftmasse entweder vom Motor eigenständig angesaugt oder über einen Kompressor mit einer gewissen Volumenverdichtung direkt zur Verfügung gestellt. Je nach Art der Luftzuführung sowie der Motorauslegung sind somit auch vollkommen unterschiedliche Ansprechfunktionen möglich, welche insbesondere das Volllastanfahrverhalten eines Fahrzeugs beeinflussen können. Um diese motorspezifische Dynamik beschreiben zu können, wird im Modell ein vorgegebener Verlauf für die Ansprechfunktion des Motors verwendet, welcher aufzeigt, wie viel vom maximalen Motormoment zu einem bestimmten Zeitpunkt nach der Fahrpedalzustellung zur Verfügung steht. Der Verlauf für das Ansprechverhalten ist jedoch definitionsgemäß eine statische Kennlinie und kann somit ausschließlich einen Zusammenhang zur Fahrpedalzustellung herstellen, sofern diese immer auf gleiche Weise durchgeführt wird. Aus diesem Grund werden mit der Ansprechfunktion auch nur Volllastanfahrvorgänge, welche sich durch eine sprunghafte und damit vergleichbare Fahrpedalzustellung auszeichnen, in dem Matlabmodell beschrieben. Die Abb. 6.9 zeigt die Modellstruktur auf.

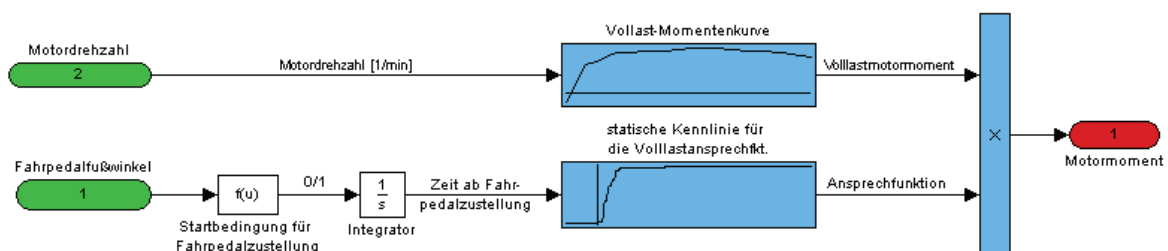


Abb. 6.9: Modellstruktur für das dynamischen Ansprechverhalten bei Volllast

Der Verlauf kann für einen Motor ohne ATL-Aufladung als dessen charakteristische Beschreibungsgröße für die Fahrzeugreaktion angesehen werden. Die exakte Identifikation des Verlaufs der Ansprechfunktion erfolgt mit Hilfe mehrerer vorab durchgeführter Volllastmessungen. Anhand der dabei aufgezeichneten

¹²⁵ Siehe dazu auch Kapitel 2.1.2.

Beschleunigungs- und Drehzahlverläufe kann gemäß Gleichung (6.1) der theoretische Motormomentenverlauf berechnet werden. Dieser wird anschließend auf das zum jeweiligen Zeitpunkt maximal mögliche Motormoment, welches sich aus der Volllastkennlinie und dem Drehzahlverlauf ergibt, normiert. Wie die Abb. 6.10 verdeutlicht, kann damit das Volllastverhalten des Motors unabhängig von der Kupplungszustellung beschrieben werden.

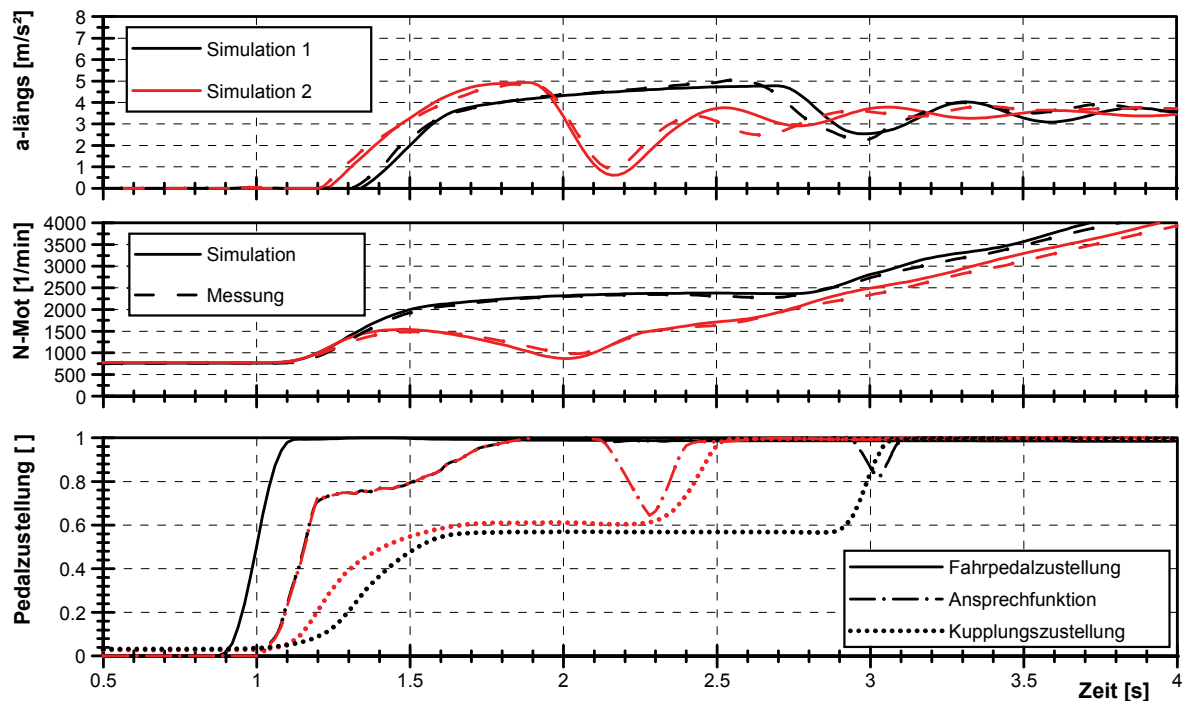


Abb. 6.10: Simulationsverläufe für das Volllastanfahrverhalten von Fahrzeugen ohne ATL-Aufladung

b) Modellierung einer Motordynamik mit ATL-Aufladung

Bei Fahrzeugen mit Abgasturbolader kann die zuvor beschriebene Vorgehensweise nicht angewendet werden, da das dynamische Ansprechverhalten neben der Zeit auch stark vom Drehzahlverlauf abhängig ist. Dieser beeinflusst nachhaltig den durch den Turbolader erzeugten Ansaugüberdruck und damit das vom Motor abgegebene Drehmoment. Folglich können sich in einem Fahrzeug je nach Kupplungszustellung, welche bei unveränderter Fahrpedalbetätigung direkt den Drehzahlverlauf festlegt, vollkommen unterschiedliche Ansprechfunktionen ergeben. Zur Beschreibung der jeweiligen Motordynamik kann deshalb kein statischer Verlauf verwendet werden, weshalb an dieser Stelle auf ein bereits vorhandenes ATL-Grundmodell zurückgegriffen wird. Dieses besteht, wie in der Abb. 6.11 dargestellt, aus einem Einlass-, einem Verbrennungs- und einem Auslassblock, in denen verschiedene Parameter sowie charakteristische Kennfelder hinterlegt sind. Die einzelnen Blöcke spiegeln dabei die Effekte zwischen dem Verdichter, dem Verbrennungsmotor sowie der Turbine wider und sind über simulierte

Gasströmungen beziehungsweise eine theoretische Turboladerwelle miteinander verbunden.

Abgasturbolader-Grundmodell

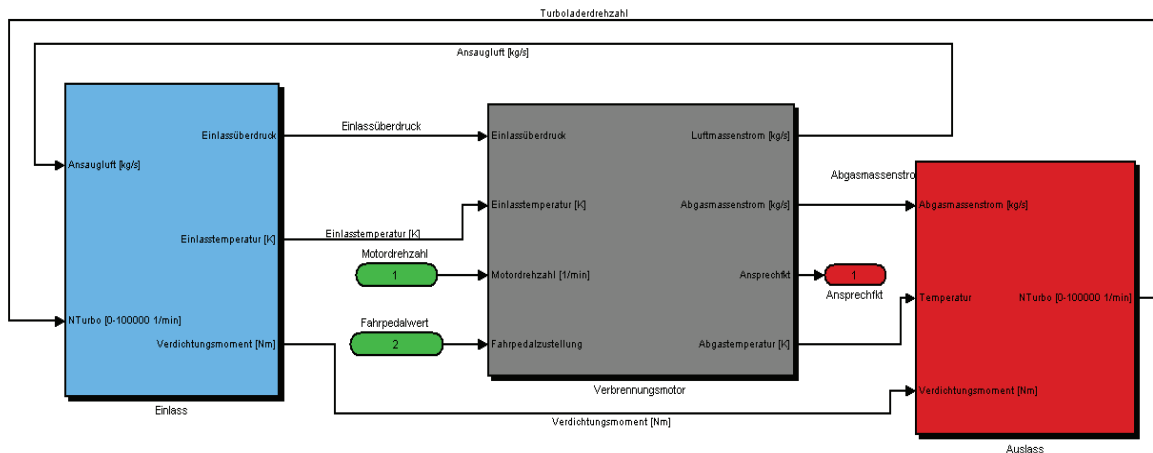


Abb. 6.11: Grundmodell des Abgasturboladers

Zur Berechnung der dynamischen Vorgänge während einer Beschleunigungsphase werden vor allem die Drücke und die Luftmassenströme mit Hilfe von hinterlegten Gasgleichungen ermittelt. Der jeweilige Turbolader wird dabei primär durch die in der Abb. 6.12 dargestellten Kennfelder berücksichtigt.

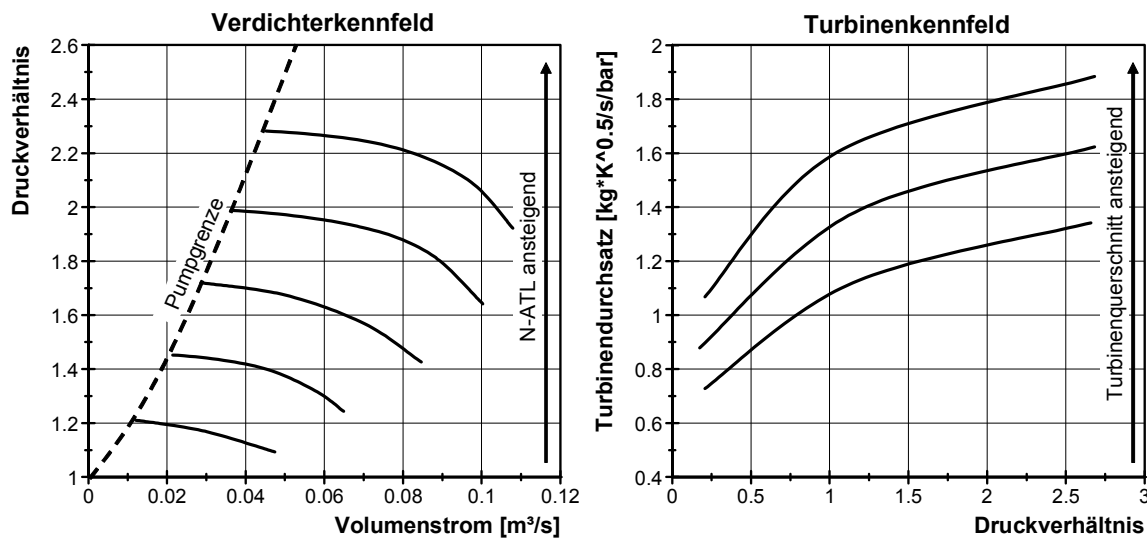


Abb. 6.12: Verdichter- und Turbinenkennfeld eines Abgasturboladers ¹²⁶

Die beiden Kennfelder definieren den Zusammenhang zwischen dem Luftmassendurchsatz, dem Druckverhältnis, der Laderdrehzahl vom Verdichter sowie der Turbine. Mit den Größen kann anschließend die Leistungsbilanz des Laders bestimmt werden. Dafür sind neben den Kennfeldern noch weitere Parameter in das Modell integriert, um so beispielsweise die Abgastemperatur zu berechnen. Da viele der Parameter für die Beschreibung des Laderverhaltens unabdingbar, jedoch

¹²⁶ Vgl. Hiereth (1996), S. 41 ff.

messtechnisch kaum nachweisbar, sind, werden für das Analysetool teilweise feste Zusammenhänge vorgegeben. Damit diese unabhängig vom Versuchsmotor beibehalten werden können, ist das Modell auf einen bestimmten Hubraum normiert. Die Anpassung an das jeweilige Fahrzeug erfolgt somit ausschließlich über das Verdichterkennfeld, den maximalen Überdruck und das Massenträgheitsmoment des Turboladers. Dafür werden die vorab durchgeführten Volllastmessungen verwendet. Mit diesen wird der maximale Überdruck aus dem gemessenen Sauganteil des Beschleunigungsverlaufs bestimmt. Die Anpassung der weiteren Parameter erfolgt über spezielle Optimierungsprogramme. Mit diesen werden das Verdichterkennfeld und das Massenträgheitsmoment des Laders so eingestellt, dass die Beschleunigungs- und Drehzahlverläufe von den durchgeführten Volllastmessungen mit dem geringsten Fehler nachvollziehbar sind. Die Abb. 6.13 zeigt diesbezüglich einen Vergleich zwischen mehreren gemessenen und simulierten Anfahrvorgängen und verdeutlicht so die prinzipielle Eignung dieser Methode.

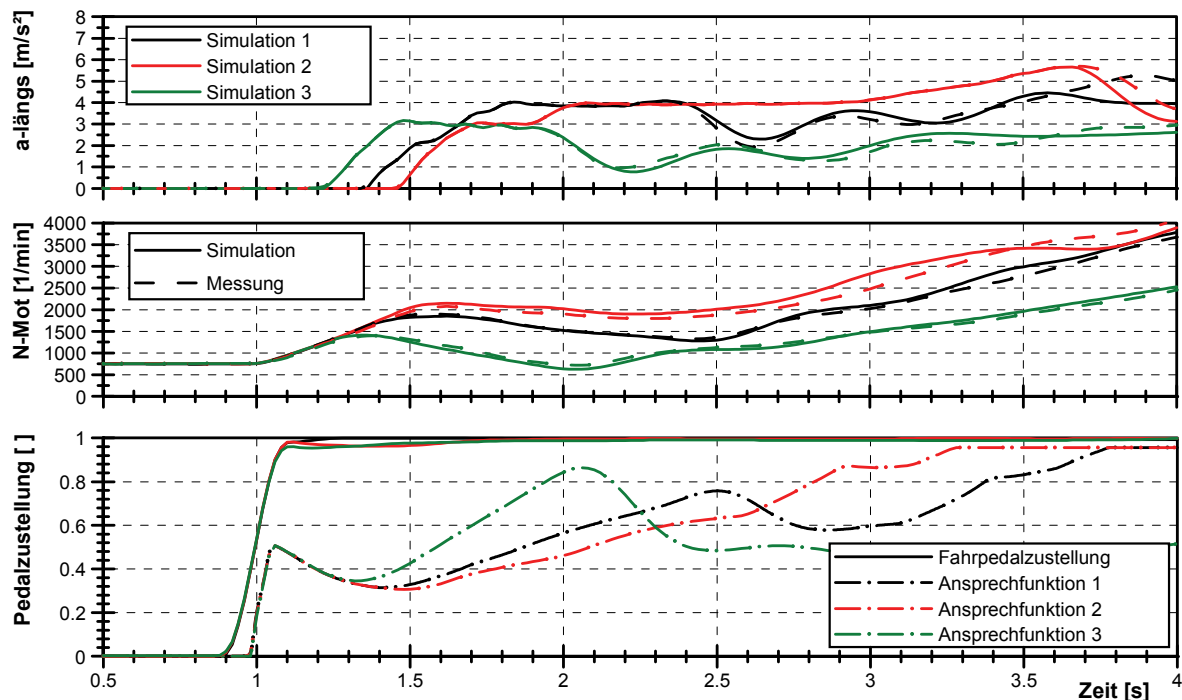


Abb. 6.13: Simulationsverläufe für das Volllastanfahrverhalten von Fahrzeugen mit ATL-Aufladung

Aufgrund der durchgeführten Vereinfachungen kann das Modell jedoch nicht die physikalischen Größen des Turboladers, wie beispielsweise die Laderdrehzahl, abbilden, sondern dient ausschließlich zur Beschreibung des Ansprechverhaltens des Motors.

6.2.4 Modellierung eines Trilok-Wandlers

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit besteht darin, auch das Anfahrverhalten von Automatikgetriebefahrzeugen zu analysieren. Durch den modularen Aufbau des

Volllastanfahrvorgang dargestellt. Außerdem sind auch zwei Teillastanfahrvorgänge zu erkennen, welche die grundsätzliche Eignung des Wandlermodells verdeutlichen.

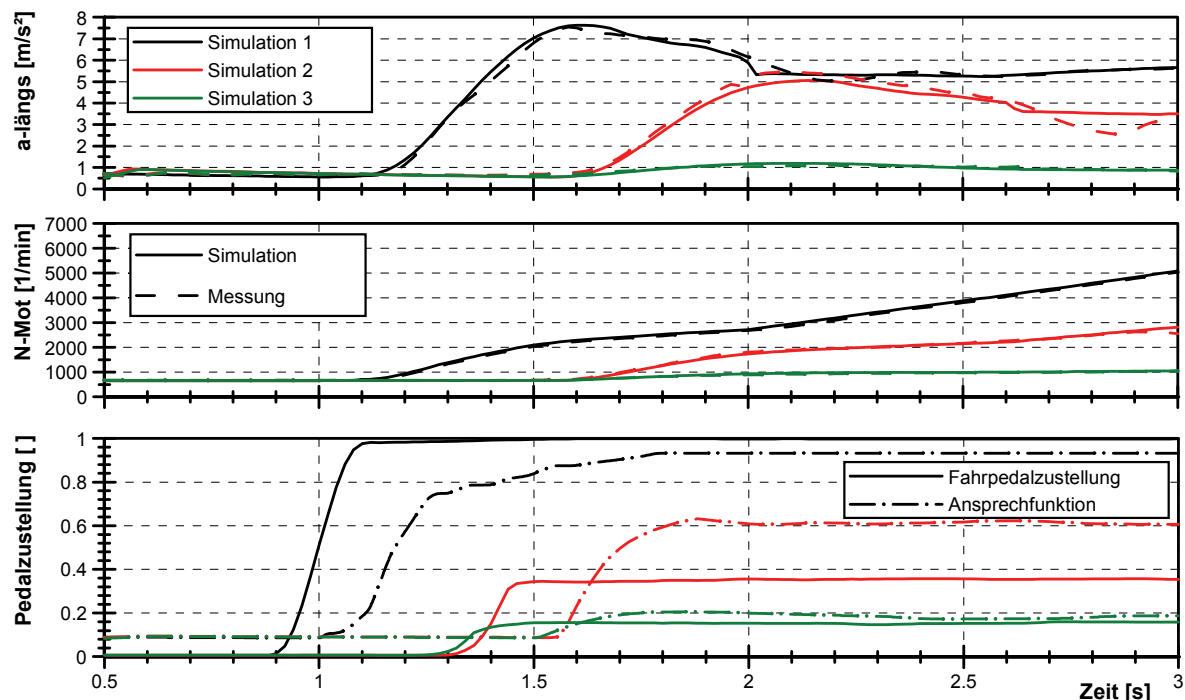


Abb. 6.15: Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messungen

Da die Identifikation der einzelnen Parameter ein bereits bekanntes Motorverhalten voraussetzt, gestaltet sich der universelle Einsatz entsprechend schwierig. Deshalb ist bei Mercedes-Benz-Fahrzeugen auch eine andere Vorgehensweise im Analysetool vorgesehen. So steht bei diesen Fahrzeugen das aktuelle Motormoment als CAN-Größe zur Verfügung. Da damit die verschiedenen Optimierungsparameter für den Motor, wie beispielsweise das Ansprechverhalten oder das Trägheitsmoment, direkt aus den Messungen bestimmbar sind, können auch die Wandlergrößen identifiziert werden. Folglich treten bei diesen Fahrzeugen keine Einschränkungen auf, sodass eine Anpassung an das Modell, unabhängig vom Motorkonzept oder dem Anfahrerelement, durchführbar ist. Für die Optimierung stehen dafür weitere Matlabprogramme zur Verfügung. Zudem sind im Modell auch Simulationsblöcke vorgesehen, mit denen nicht nur die unterschiedlichen Fahrzeugkomponenten abgebildet sondern auch gemessene Größen, wie beispielsweise das Motormoment, verarbeitet werden können.

6.3 Analysemethoden

Nach der Anpassung des Simulationsmodells an das Versuchsfahrzeug können anschließend gezielte Optimierungen zum Anfahrverhalten durchgeführt werden. Für die dafür notwendigen Verknüpfungen zwischen den berechneten physikalischen Größen und den subjektiven Eindrücken ist im Steuerungssystem des Tools ein

Menü zur Kennwertermittlung vorgesehen. Die Abb. 6.16 zeigt die hierfür erstellte Oberfläche. Mit dieser können verschiedene Kennwerte berechnet werden, die auf den Ergebnissen der Probandenversuche und den bereits eingesetzten Bewertungsmethoden basieren. So sind beispielsweise für Volllastanfahrvorgänge sowohl die entstehenden 4 m, 10 m und 20 m Zeiten als auch ein Kennwert für den subjektiven Anfahrereindruck bestimmbar.¹²⁷

Volllast		Teillast	
	Simulation	Messung	
4 m Wert	2.02	2.03	DG
10 m Wert	2.67	2.68	Ruck
20 m Wert	3.81	3.81	Ansprechzeit
Weg nach 4 s	24.3	24.2	
spürb. Beschl.	5.51	5.54	
Kennwerte ermitteln			Kennwerte ermitteln stehend
			Kennwerte ermitteln rollend
			Ergebnisanzeige
Kupplung			
10 m Zeit	2.32	2.41	delta amax
Anfahrvorgang optimieren			Reakt. FV
Bereich opt.			
Einzelverlauf			Kennwerte ermitteln
			zurück

Abb. 6.16: Optimierungsmenü für das Analysetool

Mit Hilfe der berechneten Kennwerte ist anschließend eine gezielte Optimierung des Anfahrverhaltens realisierbar. Ein Beispiel dafür wäre die Verbesserung des subjektiven Volllastanfahrereindrucks durch Anpassung einzelner Fahrzeugkomponenten. In der Abb. 6.17 wird diesbezüglich die Änderung des Volllastbeschleunigungsverhaltens eines Automatikgetriebefahrzeugs und der sich daraus ergebende 10 m Kennwert in Abhängigkeit von verschiedenen Variationsgrößen dargestellt. Wie daraus zu erkennen ist, hätten insbesondere die Reduzierung des Massenträgheitsmoments des Motors und das daraus resultierende schnellere Ansprechen ein verbessertes Volllastanfahrverhalten zur Folge. An der 10 m Marke entsteht somit ein Wegvorteil von ca. 60 cm gegenüber dem Grundfahrzeug. Bei einer Verringerung der Fahrzeugmasse um 100 kg beziehungsweise eine Erhöhung der Getriebeübersetzung um 0,4 fällt der Agilitätsvorteil geringer aus. So können hierfür nur Wegvorteile von 40 cm und 20 cm berechnet werden.

¹²⁷ Siehe dazu auch Kapitel 5.2.5

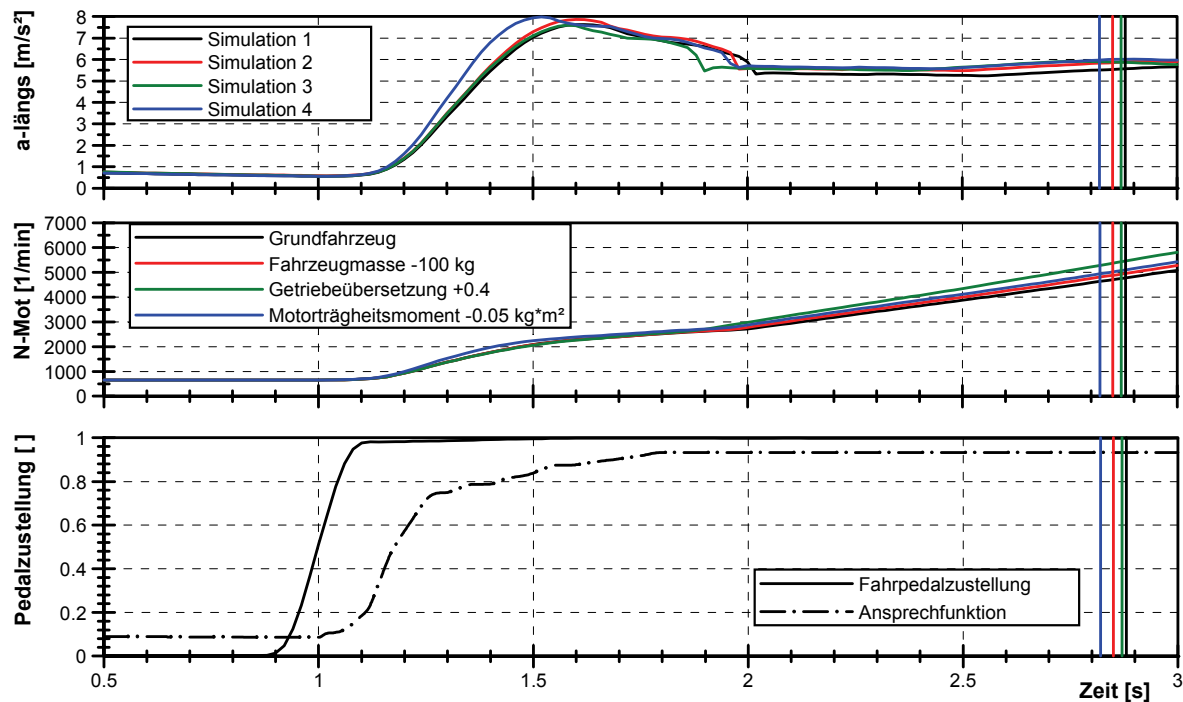


Abb. 6.17: Sensitivitätsanalyse für ein identifiziertes Fahrzeug

In gleicher Weise wie beim Vollastanfahrverhalten kann analog auch der Teilastbereich analysiert werden. Als Beschreibungsgrößen stehen dafür unter anderem der Dosierbarkeitsgradient, der mittlere Ruck und die mittlere Ansprechzeit als Berechnungskennwerte zur Verfügung, wodurch die Veränderung der Dosierbarkeit sowie der Agilität darstellbar sind.

Insgesamt kann der Anwender mit dem entwickelten Simulationstool und den hinterlegten Programmen sowohl den Einfluss der verschiedenen Fahrzeugkomponenten als auch die Auswirkung von Parameteränderungen auf das Anfahrverhalten analysieren.

7 Zusammenfassung

Das wesentliche Ziel dieser Arbeit bestand in der Entwicklung einer objektiven Beurteilungsmethode für das Anfahrverhalten von Fahrzeugen, welche universell einsetzbar ist und Kennwerte liefert, die sowohl den Komfort- als auch den Dosierbarkeits- sowie den Agilitätseindruck aufzeigen. Da hierfür eine Vielzahl von Einflussgrößen zu beachten sind, wurden mehrere Probandenversuche mit unterschiedlichen Zielsetzungen durchgeführt. Die dabei zugrunde gelegte Vorgehensweise wurde im Kapitel 3 vorgestellt.

Die Auswertung der durchgeführten Probandenversuche erfolgte in den Kapiteln 4 und 5. Für eine gezielte Analyse wurde hierfür eine Unterscheidung hinsichtlich der verschiedenen Ansprüche an das Anfahrverhalten getroffen. So wurde im Kapitel 4 das Teil- und im Kapitel 5 das Volllastanfahrverhalten ausgewertet. Außerdem mussten bei der Analyse des Anfahrverhaltens auch die verschiedenen Fahrzeugkonzepte beachtet werden. So verfügt ein Schaltgetriebefahrzeug über ein zusätzliches Kupplungspedal, was ein zweites Steuerungsinstrument für den Anfahrvorgang darstellt und damit weitere kupplungsspezifische Untersuchungskriterien bedingt. Aus diesem Grund erfolgte in den Kapiteln auch eine Differenzierung im Bezug auf das Anfahren über das Fahr- und das Anfahren über das Fahr- und Kupplungspedal.

Mit der vorgenommenen Strukturierung wurden im Kapitel 4.1 mehrere objektive Beschreibungsgrößen für das Teillastanfahren über das Fahrpedal untersucht. Im Hinblick auf die AnfahrDOSIERbarkeit zeigte sich dabei, dass eine isolierte Betrachtung der einzelnen Beschreibungsgrößen nicht zulässig ist, da diese stets in einer Wechselwirkung zueinander stehen. Als Ergebnis wurde deshalb ein Zielfenster ausgearbeitet, in dem die Grenzen für den Dosierbarkeitsgradienten in Abhängigkeit vom mittleren Ruck und der mittleren Ansprechzeit ersichtlich sind. Des Weiteren zeigte sich, dass auch die Fahrpedalzustellung in einem bestimmten Fußwinkelbereich liegen muss. Für eine Maximalbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ konnte dafür ein Bereich zwischen $5,4^\circ$ und $10,8^\circ$ bestimmt werden. Bezüglich eines „vorsichtigen“ Anfahrmanövers sollte der Fußwinkel für eine Beschleunigung von ca. 1 m/s^2 größer $2,9^\circ$ betragen. Als Maximalwert war eine Einstellung von $5,8^\circ$ ermittelbar. Neben der Dosierbarkeit muss jedoch auch stets der Agilitätseindruck für eine Beurteilung des Anfahrverhaltens berücksichtigt werden. Dieser ist wiederum von mehreren Einflussgrößen abhängig und wurde mittels einer multiplen Korrelationsgleichung dargestellt.

Für die Beurteilung des Anfahrverhaltens über das Fahr- und Kupplungspedal konnte im Kapitel 4.2 nachgewiesen werden, dass für eine umfassende Aussage noch weitere Einflussgrößen von Relevanz sind. So waren beispielsweise für den Kupplungspedalkraftverlauf verschiedene Bereiche für mehrere Kraft- und Weggrößen bestimmbar, was bereits eine erste Bewertung des Komfort- und Agilitätseindrucks zulässt. Neben dem Kupplungspedalkraftverlauf wurden auch Untersuchungen bezüglich des optimalen Kupplungsverhaltens durchgeführt. Für den subjektiven Agilitätseindruck konnte hierfür eine Korrelationsgleichung ermittelt werden, welche zumindest näherungsweise den gesuchten Zusammenhang in Form einer Gesamtnote widerspiegelt. Im Gegensatz dazu zeigte sich bei der Fahrzeugdosierbarkeit, dass vor allem die Regelbarkeit der Motordrehzahl während eines Anfahrvorgangs das signifikante Beurteilungskriterium für die Probanden darstellt. Da die verwendeten Beschreibungsgrößen definitionsgemäß jedoch nur einen Zusammenhang zur Fahrzeugbeschleunigung herstellen und auch bislang keine geeignete Bezugsmöglichkeit zu ermitteln war, kann die Dosierbarkeitsbewertung bei Schaltgetriebefahrzeugen ausschließlich über die sich ergebende Fahrzeugreaktion bei einem Anfahrvorgang erfolgen. Dafür konnten aus dem Versuch verschiedene Zielbereiche für die signifikanten Einflussgrößen, wie beispielsweise die maximale Anfahrtdrehzahl, bestimmt werden, welche jedoch nur auf eine kundennahe Pedalzustellung anwendbar sind. Da sich diese aus den vorhandenen Fahrzeugeigenschaften ergeben, müssen folglich alle für einen Fahrer möglichen Pedalzustellungen, welche insbesondere den Fahrpedalfußwinkel sowie die Zustellgeschwindigkeit der Kupplung beinhalten, beachtet werden. Um diesbezüglich eine systematische Fahrzeugbeurteilung durchführen zu können, wurde ein Verfahren entwickelt, dass mit Hilfe eines Fahrroboters sowie mit einem eigens auf die Versuche abgestimmten Steuerungssystem eine gezielte Vermessung der Fahrzeuge ermöglicht. Anhand der dabei aufgezeichneten Daten ist anschließend die Berechnung von relevanten Beschreibungsgrößen für die Bewertung der Anfahrtdosierbarkeit durchführbar.

Im Gegensatz zum Teillastbereich, bei dem stets ein Bezug zur Pedalzustellung hergestellt werden muss, ist beim Volllastanfahrverhalten vor allem eine Objektivierung der möglichen Beschleunigungsreaktionen notwendig. Dafür wurden im Kapitel 5.1 zuerst einige grundlegende Untersuchungen hinsichtlich verschiedener Komfortkriterien, wie den maximalen Ruck oder das Ruckeln, durchgeführt. Um zudem auch den Agilitätseindruck zu veranschaulichen, war anschließend ein weiterer Probandenversuch vorgesehen. Für eine zielgerichtete Objektivierung wurde dazu der vollständige Beschleunigungsverlauf in charakteristische Bereiche zerlegt, mit dem Ziel sowohl die jeweils relevante Beschreibungsgröße als auch deren Zusammenhang zum subjektiven Anfahrereindruck zu bestimmen. Als Ergebnis

konnte damit ein Verfahren ausgearbeitet werden, was nicht nur den subjektiven Gesamteindruck sondern gleichzeitig den Agilitätseinfluss für verschiedene Einzelkriterien, wie beispielsweise die Ansprechzeit, aufzeigt.

Für die Beurteilung von Volllastanfahrvorgängen mit Schaltgetriebefahrzeugen konnten die im Kapitel 5.2 gewonnenen Erkenntnisse vollständig übernommen werden. Für die Vermessung der Fahrzeuge war jedoch eine Berücksichtigung verschiedener Randbedingungen notwendig. So ist das Beschleunigungsverhalten eines Schaltgetriebefahrzeugs unter anderem auch von der Kupplungspedalzustellung abhängig. Damit hat der Fahrer einen direkten Einfluss auf das Anfahrverhalten, wodurch je nach Kupplungszustellung sowohl frühe als auch hohe Beschleunigungsreaktionen möglich sind. Da diese Tatsache den Einsatz einer allgemeingültigen Messmethode mit einer reproduzierbaren sowie vergleichbaren Bewertung deutlich erschwert, waren weitere Untersuchungen notwendig, mit dem Ziel eine repräsentative Pedalzustellung für einen durchschnittlichen Volllastanfahrvorgang zu ermitteln. Hierfür konnte auf bereits vorhandene Erkenntnisse zurückgegriffen werden. Wie sich daraus zeigte, wird die Zustellung der Kupplung dem Verhalten des Fahrzeugs angepasst, um damit den jeweils bestmöglichen Beschleunigungsvorgang zu realisieren. Folglich ist für die Vermessung kein allgemeingültiger Ablauf für die Kupplungsbetätigung bestimmbar, sondern es müssen stets eine Vielzahl von Kupplungszustellgrößen, wie beispielsweise die Zustellgeschwindigkeit, der Zustellungswert oder die Startzeit der Kupplungsbetätigung, beachtet werden. Da sich hierdurch jedoch ein entsprechend großer Versuchsumfang am Fahrzeug ergeben würde und zudem die Kupplung durch das Manöver stark beansprucht wird, gestaltete sich eine rein versuchsseitige Bestimmung der optimalen Kupplungszustellung als schwierig. Deshalb wurde ein Verfahren ausgearbeitet, welches mittels einer vorab durchgeführten Fahrzeugsimulation den Parameterraum für die möglichen Kupplungszustellungen bereits deutlich einschränkt. Mit Hilfe eines Fahrroboters erfolgt anschließend eine gezielte Fahrzeugvermessung, um damit den jeweiligen Kennwert für die Beschreibung des Volllastanfahrverhaltens zu bestimmen.

Im Kapitel 6 wurde abschließend ein Simulationsmodell erstellt, das eine gezielte Bewertung des Anfahrverhaltens ermöglicht. Um das Modell an unterschiedliche Fahrzeuge anpassen zu können, muss zuerst eine Eingabe mehrerer relevanter Fahrzeuggrößen, wie beispielsweise die Getriebeübersetzung, erfolgen. Die weiteren fahrzeugspezifischen Eigenschaften werden anschließend anhand von Messungen bestimmt. Dafür wurden Programme erstellt, welche eine automatisierte Identifikation von relevanten Parametern beziehungsweise Kennlinien oder Kennfeldern ermöglichen, um so das längsdynamische Fahrverhalten exakt simulieren zu können.

Als Ergebnis steht dem Anwender damit ein Werkzeug zur Verfügung, welches sowohl den Einfluss der verschiedenen Fahrzeugkomponenten aufzeigt als auch einfache Sensitivitätsanalysen zulässt. In Verbindung mit den in Kapitel 4 und 5 ausgearbeiteten Korrelationen zum subjektiven Anfahreindruck ist damit vor allem eine umfassende und an einen Normalfahrer orientierte Fahrzeugbeurteilung realisierbar.

7.1 Ausblick

Aufgrund der aus den Auswertungen der Versuche aufgezeigten Komplexität, die insbesondere durch die Vielzahl der Einflussfaktoren begründet wird, konnten bei der Objektivierung der empfundenen Eindrücke nicht alle für einen Fahrer relevanten Beschreibungsmerkmale sowie deren Wechselwirkungen zueinander vollständig berücksichtigt werden. Zudem ergaben sich im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen auch neue Ansatzpunkte, um die Bewertungsverfahren zum Anfahrverhalten weiter zu optimieren. Ausblickend lassen sich somit vor allem folgende Aufgaben für zukünftige Forschungsprojekte ableiten:

- Für die Bestimmung der subjektiven Wirkung des Kupplungskraftverlaufs sollten noch weitere Beschreibungsgrößen, wie die Maximalkraft beim Auskuppeln, untersucht werden. Zudem ist es notwendig auch die Wechselwirkungen der einzelnen Größen genauer zu analysieren, um damit die Abhängigkeiten, zum Beispiel infolge unterschiedlich hoher Sitzpositionen, zu beachten. Für eine Gesamtbewertungsnote sollte abschließend mit Hilfe eines Probandenversuchs eine multiple Korrelationsgleichung erstellt werden, in die alle zuvor analysierten Beschreibungsgrößen eingehen.
- Zur Bewertung des subjektiven Volllastanfahreindrucks wurde der vollständige Beschleunigungsverlauf in mehrere Abschnitte zerlegt und für jeden ein charakteristisches Beschreibungsmerkmal definiert. Damit war beispielsweise erkennbar, dass für die Beurteilung des Beschleunigungsaufbaus sowohl die Reaktionszeiten als auch die Beschleunigungsdifferenzen beachtet werden müssen. Als Beschreibungsmerkmal für den Beschleunigungsrückgang nach der Maximalbeschleunigung konnte der Geschwindigkeitsverlust gegenüber einer konstanten Maximalbeschleunigung als Kenngröße mit dem größten Erklärungsgehalt identifiziert werden. Als zeitliche Begrenzung wurde dafür eine Zeitspanne von 3 s nach der ersten spürbaren Fahrzeugreaktion ermittelt. Aufgrund der geringen Versuchsumfänge sollten für eine repräsentative Aussage jedoch noch weitere Untersuchungen bezüglich dieses Kriteriums durchgeführt werden. Hierbei wäre vor allem die

Wechselbeziehung zwischen einer höheren Maximalbeschleunigung, zum Beispiel aufgrund einer hohen Gesamtübersetzung, und einem zeitlich längeren Beschleunigungsniveau von besonderem Interesse.

- Aus den Probandenversuchen zum Teillastanfahren zeigte sich, dass in Abhängigkeit vom Dosierbarkeitsgradienten ein bestimmter Leerweg nicht unterschritten werden darf, da sonst eine vom Fahrer zu frühe Fahrzeugreaktion bemängelt wird. Um hierfür Grenzen angeben zu können, wurden die Bereiche für eine positive Fußwinkelzustellung in Abhängigkeit von der erreichten Maximalbeschleunigung definiert. Da die Zustellung jedoch auch durch die Gegenkraft am Fahrpedal beeinflusst wird, sind für eine genaue Objektivierung weitere Untersuchungen notwendig. So ist beispielsweise zu erwarten, dass der Beginn der Zustellung bei einer hohen Betätigungskraft früher wahrgenommen wird und sich dadurch die Bereiche für einen „annehmbaren“ Fußwinkel zu kleineren Werten hin verschieben.
- Zudem sollte auch der Gesamtzustellungsweg für das Fahrpedal Gegenstand weiterer Untersuchungen sein. So sind bei einigen Fahrzeugen erfahrungsgemäß hohe Fußwinkel für einen Volllastbeschleunigungsvorgang notwendig, was sowohl den Komfort- als auch den Agilitätseindruck verschlechtert.
- Abschließend sollten außerdem weitere Versuche zum Ruckeln durchgeführt werden. Hierbei wären vor allem eine größere Anzahl von bewerteten Verläufen sowie eine größere Spreizung der signifikanten Einflussgrößen von Relevanz, um so die im Kapitel 5.1.3 erstellte Korrelationsgleichung (5.3) noch genauer an den geänderten Komfortanspruch des Kunden anzupassen.

8 Literaturverzeichnis

- Aigner (1982):** Aigner, J.: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen; Automobiltechnische Zeitschrift 84 (1982), Nr. 9, S. 447-450.
- Anders (2000):** Anders, U.: Statistische Neuronale Netze; Universität (TH) Karlsruhe, Diss., München: Verlag Franz Vahlen, 2000.
- Albers et al. (2006):** Albers, A./Burkardt, N./Deigendesch, T.: Processes, methods and tools in product development of multi-scale systems; TMCE 2006 (Veranst.): Tools and methods of competitive engineering (Laibach, Slowenien 18.-22.04.2006).
- Albrecht (2005):** Albrecht, M.: Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens; Universität (TH) Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2005 (Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung / Albers, Albert (Hrsg.), Bd. 18).
- Augsburg et al. (2005):** Augsburg, K./Sendler, J./Trutschel, R: Subjektive und objektive Beschreibung von Mensch-Maschine-Schnittstellen am Beispiel des Bremspedalgefühls; Arbeitswissenschaftlicher Kongress der Gesellschaft für Arbeitswissenschaft (Stuttgart 2005).
- Bachmann et al. (1995):** Bachmann, Th./ Bielaczek, Ch./ Breuer, B.: Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer; Automobiltechnische Zeitschrift 97, Nr. 10, (1995).
- Bachmann (1996):** Bachmann, Th.: Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn; (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 286), VDI Verlag, Düsseldorf 1996.
- Backhaus et al. (2003):** Backhaus, K./Erichson, B./ Plinke, W.: Multivariate Analysemethoden. 10. neubearb. u. erw. Aufl., Springer-Verlag, Berlin 2003.
- Balzer (2000):** Balzer/Ehlert: Handbuch der Kfz-Technik; Motor und Kraftübertragung; Band 1, Motorbuch Verlag, Stuttgart 2000.
- Barnstorf (2003):** Barnstorf, M.: Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens; 10. IfF-Tagung, Braunschweig 2003.
- Bartsch (1999):** Bartsch H.J.: Taschenbuch Mathematischer Formeln; 18. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig, Leipzig 1999.
- Basshuysen / Schäfer (2007):** Basshuysen, R./ Schäfer F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven; 4., aktualisierte und überarbeitete Auflage; Vieweg-Verlag; Wiesbaden 2007.
- Becker (2000):** Becker, K.: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen; Korrelation zwischen CAE-Berechnung, Versuch und Messung von Versuchsfahrzeugen und –komponenten; 1. Auflage; Expert Verlag; Renningen-Malmsheim 2000.
- Becker (2006):** Becker, K.: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III; Haus der Technik; Fachbuch Band 56; Expert Verlag; Renningen 2006.
- Bencker (2001):** Bencker, H.: Statistik mit MATHCAD und MATLAB; Springer-Verlag; Heidelberg 2001.
- Bestle (1994):** Bestle, D.: Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen - Grundlagen und rechnergestützte Methoden; Springer-Verlag; Heidelberg 1994.

- Beucher (2005):** Beucher, O.: Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik mit MATLAB; Springer-Verlag; Heidelberg 2005.
- Bertram / Opgen-Rhein (2001):** Bertram, T./Opgen-Rhein, P.: Modellbildung und Simulation mechatronischer Systeme – Virtueller Fahrversuch als Schlüsseltechnologie der Zukunft; Sonderausgabe von ATZ/MTZ-Automotive Electronics, Nr. 1; 2001.
- Bitter (2005):** Bitter, T.: Dynamischer Sitzkomfort, Darstellung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeug-Insassen – Symbiose aus Experiment und Simulation; Forschungsvereinigung Automobiltechnik (2005).
- Bleymüller (2000):** Bleymüller J./Gehlert G./Gülicher H.: Statistik für Wirtschaftswissenschaftler; 12. Auflage; Verlag Vahlen; München 2000.
- Bofinger (1996):** Bofinger K.; Ermittlung des optimalen Kraftverlaufs beim Kuppeln; Diplomarbeit; Universität Stuttgart 1996.
- Bortz (1993):** Bortz, J.: Statistik: für Sozialwissenschaftler; 5.Aufl.; Springer-Verlag, Berlin 1999.
- Bosch (2003):** Kraftfahrtechnisches Taschenbuch; 25. Aufl.; Robert Bosch GmbH; Plochingen 2003.
- Braess/Seiffert (2005):** Braess H. H./Seifert U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik; ATZ MTZ Fachbuch; 4. Auflage; Vieweg-Verlag; Wiesbaden 2005.
- Brockhaus (2005):** Brockhaus- Die Enzyklopädie in 30 Bänden; 21, neubearbeitete Auflage; Online-Ausgabe; Leipzig-Mannheim 2005-07.
- Bubb (2003):** Bubb, H.: Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen?; Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 557; VDI-Verlag; Düsseldorf 2003.
- Bugar (2001):** Bugar, A.: Analyse des Verhaltens von Pkw-Fahrern in längs- und querdynamisch kritischen Situationen und Abschätzung des Sicherheitspotenzials eines Fahrdynamikregelsystems; Studienarbeit Universität (TU) Darmstadt; Institut für Arbeitswissenschaft; Darmstadt 2001.
- Butz et al. (2004):** Butz, T./Ehmann, M./Stryk, O./Thieß-Magnus, W.: Realistische Straßenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation in Echtzeit; Automobiltechnische Zeitschrift 106; 2004.
- DIAdem Die PC-Werkstatt (1999):** DIAdem Die PC-Werkstatt; Deutsche Originalausgabe; 15.te Auflage; Aachen 1999.
- Dibbern (1992):** Dibbern, K.: Ermittlung eines Kennwerts für den ISO-Fahrspruwechsel in Versuch und Simulation; Dissertation - Universität Karlsruhe; VDI-Forschungsberichte, Reihe 12; VDI-Verlag; Düsseldorf 1992.
- Dobronski / Krakau / Vogel (2006):** Dobronski, P./Krakau, G./ Vogel A.: Physik für Ingenieure; 11. Auflage; Teubner- Verlag; Wiesbaden 2006.
- dSPACE (2007):** dSPACE - Benutzerhandbuch – for Release 5.4; dSPACE-GmbH; Paderborn 2007.
- Dylla (2006):** Dylla, S.: Einfluss von Schwingungsparametern auf den Schaltbetätigungscomfort von Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe; Getriebe in Fahrzeugen; VDI-Verlag; Friedrichshafen 2006.
- Förster (1987):** Förster, H. J.: Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu den Rädern; Verlag TÜV Rheinland GmbH; Köln 1987.
- Hackenberg / Heißing (1982):** Hackenberg, U./Heißing, B.: Die fahrdynamischen Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems im Straßenverkehr; Automobiltechnische Zeitschrift; 1982.

- Harrer et al. (2005):** Harrer, M./Stickel T./Pfeffer, P. E.: Automatisierung fahrdynamischer Messungen; Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn; VDI-Verlag; Düsseldorf 2005.
- Heißing (2002):** Heißing, B.: Die Simulation als Tool im Produktentstehungsprozess von Kraftfahrzeugen; Tagungsband Virtual Product Creation; Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2002.
- Heißing / Brandl (2002):** Heißing B./Brandl H.J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens; 1. Auflage; Vogel Buchverlag; Würzburg 2002.
- Heißing B./Ersoy M. (2007):** Heißing B./Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven; 1. Auflage; Vieweg-Verlag; Wiesbaden 2007.
- Henze (2004):** Henze, R: Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells; Diss. Universität (TU) Braunschweig; Shaker Verlag; Aachen 2004.
- Hiereth (1996):** Hiereth H.: Die Aufladung der Verbrennungsmaschine; Manuskript zur Vorlesung; Institut für Antriebstechnik und Mechatronik; Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik; Universität Rostock; Rostock 1996.
- INCA (2004):** INCA V5.1 Benutzerhandbuch – Schnelleinstieg; ETAS-GmbH; Stuttgart 2004.
- Isermann (1992):** Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme- 2. Besondere Methoden; 2. Aufl.; Springer-Verlag; Berlin 1992.
- Isermann (1999):** Isermann, R.: Mechatronische Systeme: Grundlagen; Springer-Verlag, Heidelberg 1999.
- Käppler (1993):** Käppler, W.D.: Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens. Diss. Universität Kassel; VDI Forschungsberichte Reihe 12 Nr. 198; VDI-Verlag; Düsseldorf 1993.
- Kirchhoff et al. (2003):** Kirchhoff, S./Kuhnt, S./Lipp, P./Schlawin, S.: Der Fragebogen; 3. überarb. Aufl. Opladen: Leske + Budrich, 2003.
- Kleppmann (2001):** Kleppmann, Wh.: Taschenbuch Versuchsplanung; 2. erweit. Aufl.; Carl Hanser Verlag, München 2001.
- Kobetz (2004):** Kobetz, Ch.: Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell., Diss. Universität (TU) Wien; Shaker Verlag; Aachen 2004.
- Kudritzki (1995):** Kudritzki, D.: Mensch-Maschine-System Fahrzeug die kundenorientierte Auslegung des Fahrwerks; ZMMS-Spektrum Band 1; Technische Universität Berlin; Berlin 1995
- Kudritzki (2000):** Kudritzki, D.: Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrverhaltens; Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen; Expert-Verlag; Renningen 2000.
- Kudritzki (2002):** Kudritzki, D.: Neue Erkenntnisse über das zeitabhängige Beurteilungsverhalten des Fahrers; Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II; Expert-Verlag; Renningen 2002.
- Lechner / Naunheimer (1994):** Lechner G./Naunheimer H.: Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion; Springer-Verlag; Berlin Heidelberg 1994.
- Mather (2002):** Mather G.: Measuring human sensory responses; Total Vehicle Technologie Conference; Sussex; UK 2002.

- McGill et al. (1978):** McGill, R./Tukey J. W./Larsen W. A.: Variations of Boxplots; The American Statistician 32; 1978.
- Meljnikov (2003):** Meljnikov, D.: Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen; Diss. Universität Stuttgart; Fakultät Maschinenbau; Institut A für Mechanik; Stuttgart 2003.
- Meloni (1991):** Meloni, T.H.: Wahrnehmung und Empfindung von komplexen, kombinierten Belastungen durch Vibration und Schall; Diss. Eidgenössische Technische Hochschule; Zürich 1991.
- Messverfahrensbeschreibung – Ampelstart:** Schindler, W.; Messverfahren Ampelstart. Technischer Bericht 97/002; interne Unterlagen; Sindelfingen 1997.
- Messverfahrensbeschreibung – Anfahren:** Schindler, W.; Messverfahren Anfahrlosierbarkeit. Technischer Bericht 97/002; interne Unterlagen; Sindelfingen 1997.
- Miller (1996):** Miller, R.G. jr.: Grundlagen der Angewandten Statistik; Oldenbourg Verlag; München 1996.
- Mitschke (1997):** Mitschke, M.: Lastwechselschlag und Antriebsruckeln; firmeninterne Beauftragung; Sindelfingen 1997.
- Mitschke / Wallentowitz (2004):** Mitschke, M./Wallentowitz H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge; 4.te Auflage; Springer-Verlag; Berlin Heidelberg 2004.
- Neukum (2002):** Neukum, A.: Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop - Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes; Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II; Expert-Verlag; Renningen 2002.
- Neunzig / Benmimoun (2002):** Neunzig, D./Benmimoun, A.: Potentiale der vorausschauenden Fahrerassistenz zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs; Tagungsband des 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; Aachen 2002.
- Norm DIN 70000:** Norm DIN 70000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten.
- Oberhaus / Rönitz (1989):** Oberhaus, H./Rönitz, R.: Fahrversuche im Labor oder auf realer Straße – Ergänzung oder Konkurrenz ?; Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung; VDI-Verlag; Düsseldorf 1989.
- Reiber / Jäkel (2004):** Reiber, T./Jäkel, M.: Virtual Reality – Neue Konzepte für die Produktentwicklung; CAD-CAM Report; 2004.
- Reimpell (1988):** Reimpell, J.: Fahrwerktechnik; Radaufhängungen; 2.Aufl.; Vogel-Verlag; Würzburg 1988.
- Reimpell / Sponagel (1988):** Reimpell, JörnSEN; Sponagel, Peter: Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Reimpell, JörnSEN (Hrsg.), 2.Aufl., Würzburg: Vogel, 1988.
- Riedel / Arbinger (1997):** Riedel, A./Arbinger, R.: Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw; FAT-Schriftenreihe Nr. 139; Frankfurt 1997.
- Riedel / Arbinger (2000):** Riedel, A./Arbinger, R.: Ergänzende Auswertungen zur subjektiven und objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw; FAT-Schriftenreihe Nr. 161; Frankfurt 2000.
- Rill (1994):** Rill, G.: Simulation von Kraftfahrzeugen; Vieweg-Verlag; Wiesbaden 1994.
- Rompe (1984):** Rompe K./Heissing B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen; Verlag TÜV-Rheinland; 1984.

- Rönitz (1986):** Rönitz, R.: Objektive Prüfverfahren zum Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen und ihre internationale Normung; Automobil-Industrie; 1986.
- Rustemeier et al. (2005):** Rustemeier, C./Liu-Henke, X./Goldau, A./Jäker, K.-P.: Simulationsumgebung zur Modellkopplung von Black-Box-Modellen mechatronischer Funktionsmodule und MKS-Fahrzeugmodellen; VDI-Verlag; Wiesloch 2005.
- Sachs (1997):** Drexel H.-J.: Fahrzeugkupplungen - Funktion und Auslegung; Verlag moderne Industrie; Landsberg/Lech 1997.
- Sagan (2003):** Sagan, E.: Zur Beurteilung von Fahreigenschaften in fahrdynamischen Testverfahren; VDI-Verlag; Düsseldorf 2003.
- Schalz et al. (2002):** Schalz, J.-P./Duhr, A./Marusic, Z.: Subjektiv-objektiv Korrelation fahrdynamischer Größen in der Praxis; Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II; Expert-Verlag; Renningen 2002.
- Scherf (2003):** Scherf, H.: Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme; Oldenburg-Verlag; Wien 2003.
- Schröder (2004):** Schröder, K.: Beiträge der Parameteridentifikation zur Fahrdynamikanalyse; VDI-Verlag; Düsseldorf 2004.
- Simon (2004):** Simon, D.: Entwicklung von Kenngrößen zur objektiven Beurteilung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen mit Kupplung mit Hilfe eines Fahrroboters; Diplomarbeit Universität Rostock; Rostock 2004.
- Stahel (2002):** Stahel, W.A.; Statistische Datenanalyse; 4. Auflage; Vieweg-Verlag; Braunschweig Wiesbaden 2002.
- Stähle (2005):** Bedienungsanleitung EXEC-Programm in Verbindung mit WIN-GUI; Revision: 5.0D-6.4204A; Stähle GmbH.
- Steinmetz (2001):** Steinmetz, E./ Laschert, A.: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik; Modellierung, Simulation und Beurteilung von Fahrzeugantrieben; Fachbuchreihe / Haus der Technik; Band 6; Expert-Verlag; Renningen 2001.
- Steyer (2003):** Steyer, R.: Wahrscheinlichkeit und Regression; Springer-Verlag; Heidelberg 2003.
- Streck (2004):** Streck G.: Einführung in die Statistik für Geoökologen und andere Naturwissenschaftler; Books on Demand GmbH; Bayreuth 2004.
- Theimert et al. (2005):** Theimert, C./Heißing, B./Hipp, E.: Das Entwicklungswerkzeug Fahrsimulator in der Nutzfahrzeugtechnik; VDI-Verlag; Düsseldorf 2005.
- VDI-Richtlinie 2057:** Richtlinie VDI 2057: Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen; November 1999.
- VDI-Richtlinie 2206:** Richtlinie VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme; Juni 2004.
- VDI-Richtlinie 2221:** Richtlinie VDI 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte; Mai 1993.
- VDI-Richtlinie 2223:** Richtlinie VDI 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte; Januar 2004.
- Werner (1997):** Werner, P.-J.: Lineare Statistik; Allgemeines lineares Modell; Beltz Psychologie Verlag Union; 1997.

- Willumeit (1998):** Willumeit, H.-P.: Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik; Teubner-Verlag; Stuttgart 1998.
- Wörnle (2005):** Wörnle Ch.: Manuskript zur Vorlesung; Institut für Antriebstechnik und Mechatronik; Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik; Universität Rostock; Rostock 2005.
- Zirn (2002):** Zirn, O.: Modellbildung und Simulation mechatronischer Systeme; Expert-Verlag; Renningen 2002.
- Zomotor (1991):** Zomotor, A.: Fahrwerktechnik-Fahrverhalten; 2. Aufl.; Vogel-Verlag; Würzburg 1991.
- Zomotor et al. (1997):** Zomotor, A./Braess, H./Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre Teil 1; Automobiltechnische Zeitschrift 99; 1997.
- Zomotor et al. (1998):** Zomotor, A./Braess, H./Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre Teil 2; Automobiltechnische Zeitschrift 100; 1998.
- Zomotor (2002):** Zomotor, A.: Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von PKW; Diss. Universität Stuttgart; Fakultät Maschinenbau; Institut A für Mechanik; Stuttgart 2002.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Dirk Simon

Geburtsdatum: 11.07.1977

Geburtsort: Pritzwalk/Brandenburg

Staatsangehörigkeit: deutsch

Studium

10/98 - 08/04
Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik,
Vertiefungsrichtung Konstruktion und Fahrzeugtechnik

Berufstätigkeit

09/97 - 06/98
Wehrdienst, Röttlinger Kaserne Hamburg

07/98 - 08/98
BerATec-GmbH, Meyenburg
Grundpraktikum

05/99 - 07/99
DaimlerChrysler AG, Sindelfingen
Fachpraktikum – Rohbau BR251/164

01/02 – 09/03
Fraunhofer Institut Rostock
Studentische Hilfskraft

01/04 – 08/04
DaimlerChrysler AG, Sindelfingen
Diplomarbeit: *Entwicklung von Kenngrößen zur objektiven Beurteilung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen mit Kupplung mit Hilfe eines Fahrroboters*

09/04 - 11/05
MB-technology GmbH, Sindelfingen
Versuchingenieur: Gesamtfahrzeug-Engineering und Erprobung

11/05 - 10/08
Daimler AG, Sindelfingen
Abt. Fahrdynamik - Versuch und Analyse, Sindelfingen
Doktorand: *Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen*

10/08 -
Daimler AG, Sindelfingen
Entwicklungingenieur: Gesamtfahrzeug-Engineering und Erprobung
